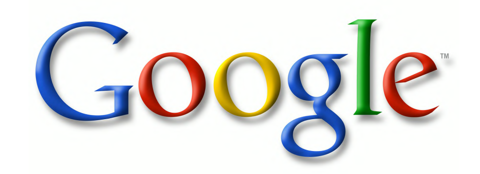
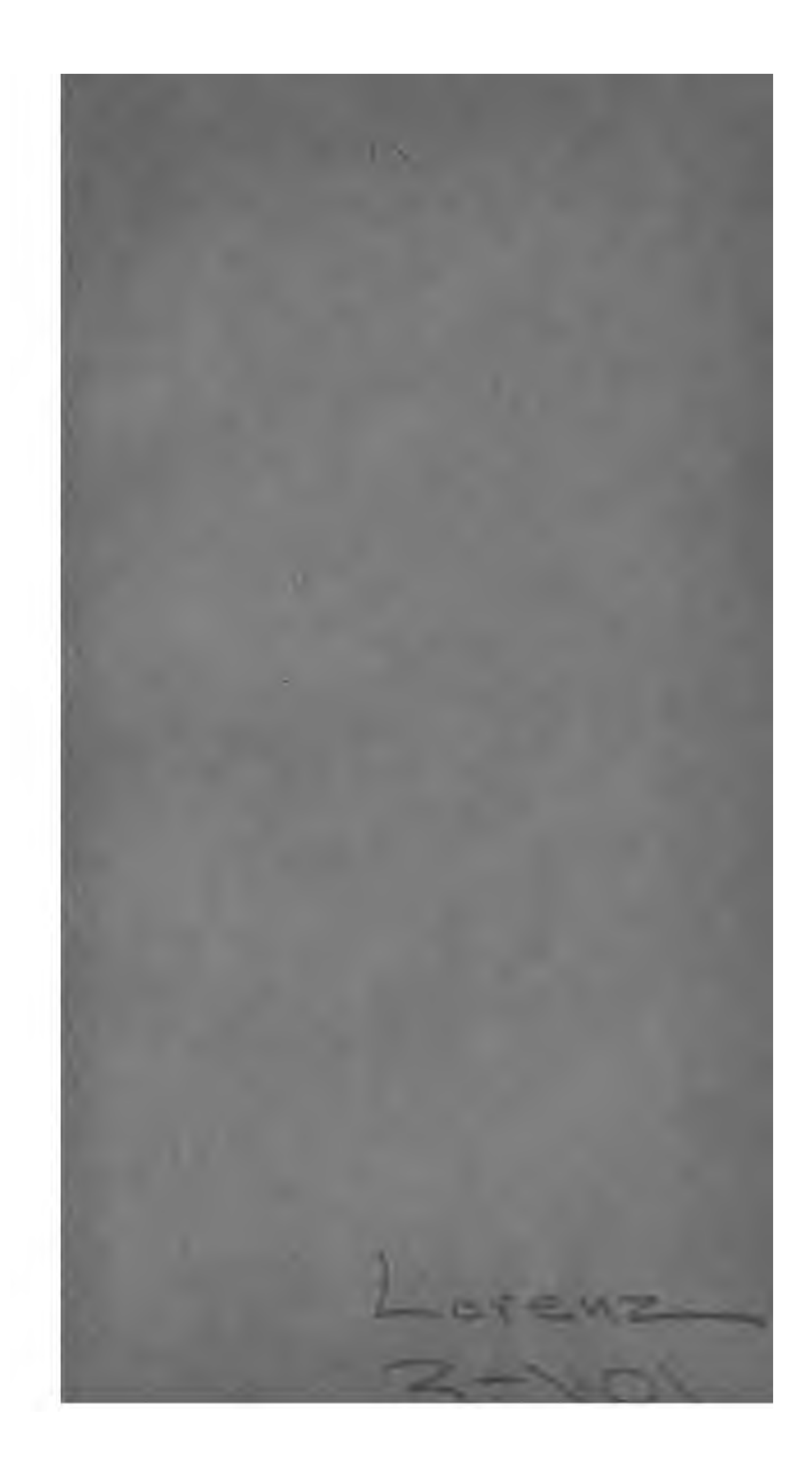
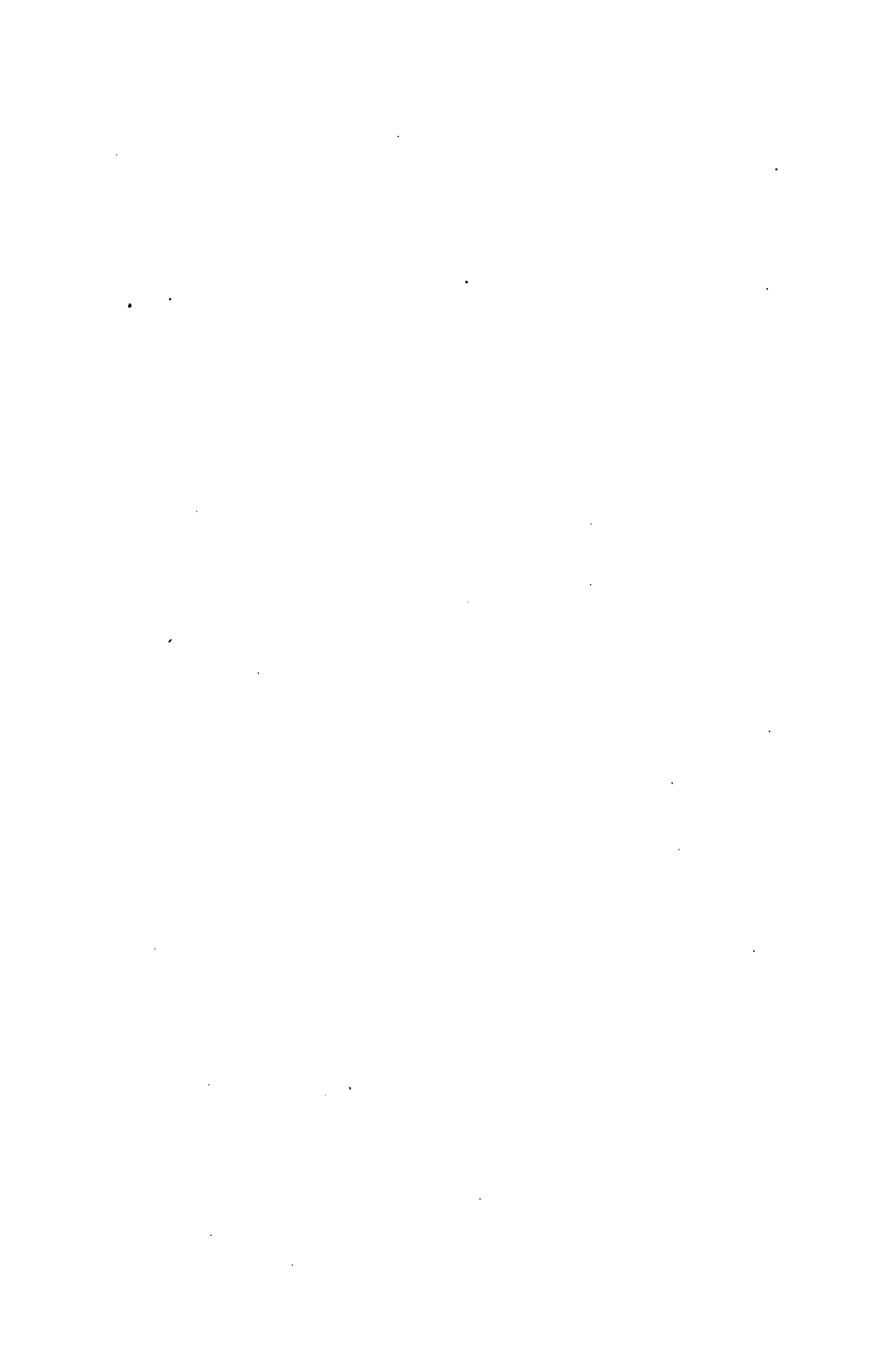
















Technische Handbibliothek

herausgegeben von

Prof. Dr. **Hans Lorenz,**
dipl. Ingenieur,
Direktor des Instituts für technische Physik an der Universität Göttingen.

Band I:

Lorenz, Dr. H., Neuere Kühlmaschinen.



München und **Berlin.**
Druck und Verlag von R. Oldenbourg.
1901.

Neuere Kühlmaschinen,

ihre Konstruktion, Wirkungsweise und industrielle Verwendung.

Ein Leitfaden

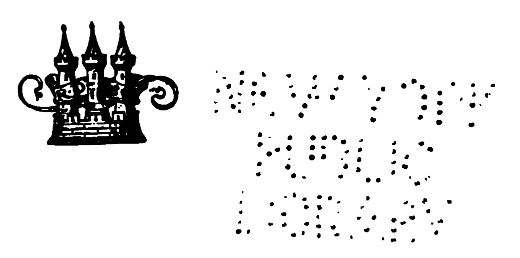
für

Ingenieure, Techniker und Kühlanlagen-Besitzer

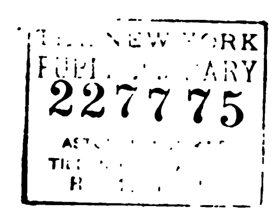
bearbeitet von

Prof. Dr. **Hans Lorenz,**
dipl. Ingenieur,
Direktor des Instituts für technische Physik an der Universität Göttingen.

Dritte durchgesehene und vermehrte Auflage.



München und **Berlin.**
Druck und Verlag von R. Oldenbourg.
1901.


227775

Vorwort zur dritten Auflage.

Zur Bearbeitung der vorliegenden, durchweg den Bedürfnissen der Praxis angepafsten Schrift, welche Ende 1896 in erster, Anfang 1899 in zweiter Auflage[1]) erschien, wurde ich durch mehrere Fachgenossen angeregt. Ich habe in derselben versucht, das Gebiet der künstlichen Kälteerzeugung und Kälteverwendung nach seinem heutigen Stande darzulegen, mich dabei aber auf europäische Verhältnisse, die mir aus eigener Anschauung und Erfahrung bekannt sind, beschränkt.

Eine mathematische Behandlung ist mit Rücksicht auf die Bestimmung des Büchleins durchgängig vermieden worden; die zum Verständnis der geschilderten Vorgänge notwendigen, auf rein theoretischem Wege gewonnenen Zahlenwerte konnten dabei allerdings, ebenso wie zahlreiche physikalische Erfahrungsresultate, nur in Tabellenform Platz finden.

---

[1]) Aufserdem erschien 1897 in Paris bei Gauthier-Villars et fils eine französische Übersetzung unter dem Titel »Machines frigorifiques«, production et application du froid artificiel par H. Lorenz, traduit par P. Petit et J. Jaquet.

Die Verwendung aller dieser Ergebnisse zur elementaren angenäherten Lösung der wichtigsten praktisch vorkommenden Aufgaben habe ich durch Einfügung von Zahlenbeispielen zu erläutern gesucht.

Für eingehende, insbesondere theoretische Studien, wie sie für den Konstrukteur unumgänglich sind, mufs ich allerdings neben den Lehrbüchern der Thermodynamik auf meine Abhandlungen »Beiträge zur Beurteilung von Kühlmaschinen«, Zeitschrift des Vereins Deutscher Ingenieure 1894, »Vergleichende Theorie und Berechnung der Kompressions-Kühlmaschinen«, Zeitschrift für die gesamte Kälteindustrie 1897 und »Die Wirkungsweise und Berechnung der Ammoniak-Absorptionsmaschinen«, ebenda 1899, verweisen.

Grofsen Wert glaubte ich auf eine systematische Einteilung des Stoffes, welche Wiederholungen ausschliefst, legen zu müssen, und hoffe, dafs es mir dadurch gelungen ist, das ziemlich umfassende Material auf einen verhältnismäfsig engen Raum zusammenzudrängen, ohne das Verständnis des Gebotenen durch allzugrofse Kürze zu beeinträchtigen.

Angesichts der freundlichen Aufnahme, welche das Buch in der Praxis gefunden hat, habe ich mich auch in dieser dritten Auflage streng an die vorstehenden Grundsätze gehalten.

Neben zahlreichen kleineren Zusätzen, welche gröfstenteils unmittelbare Ergebnisse der Erfahrung, bezw. des anregenden Verkehrs mit praktischen Ingenieuren sind, enthält diese Ausgabe noch einen Abschnitt (Kap. X) über die Feststellung der Kälteleistung, der, wie ich hoffe, manchem Leser nicht unwillkommen sein dürfte.

Dagegen habe ich das Litteraturverzeichnis, welches erfahrungsmäfsig nur wenig benutzt wurde, der Raumersparnis halber ganz gestrichen. Schliefslich sei es mir gestattet, meinem Assistenten, Herrn Ingenieur G. Cattaneo für seine Unterstützung beim Lesen der Korrekturen an dieser Stelle meinen Dank auszusprechen.

Göttingen, im Juni 1901.

H. Lorenz.

Inhaltsverzeichnis.

Seite

Kapitel X. Die Feststellung der Leistung von Kühlmaschinen.

Kapitel I.

Die Hauptsätze der Wärmelehre.

1. Die Temperatur. Die Aufgabe der Kälteerzeugung ist im allgemeinen eine doppelte: zunächst die Erniedrigung der Temperatur eines festen, flüssigen oder gasförmigen Körpers unter diejenige seiner Umgebung und weiterhin die Erhaltung dieser tieferen Temperatur gegen äufsere und innere Einflüsse, welche den ursprünglichen Zustand wiederherzustellen streben. Ganz analog liegen die Verhältnisse bei der Heizung; nur dafs wir es bei dieser mit der Erzielung und Erhaltung von höheren Temperaturen zu thun haben, als diejenigen der Umgebung. In beiden Fällen handelt es sich um die Bekämpfung des Bestrebens der Natur nach einem Temperaturausgleich.

Zum Verständnis der Aufgabe der Kälteerzeugung und der Mittel zu ihrer Lösung wird es darum notwendig sein, die Vorgänge, mit denen ein solcher Temperaturausgleich verknüpft ist, näher kennen zu lernen und sich zunächst über den Begriff der Temperatur Klarheit zu verschaffen. Derselbe ist aus unserem Gefühls- oder Tastsinne hervorgegangen, welcher uns die verschiedene Wirkung von höher oder niedertemperierten Körpern auf

unsere Haut fühlbar macht. Bringen wir nun zwei solche Körper mit einander in Berührung, so finden wir, dafs der uns als wärmer erscheinende sich hierbei zusammenzieht, der kältere dagegen sich ausdehnt, ein Vorgang, der solange andauert, bis wir mit unserem Gefühl keinen Unterschied mehr empfinden. Bedienen wir uns aber statt unserer Haut eines anderen Körpers, z. B. eines in eine feine Glasröhre mit konstantem Querschnitt eingeschlossenen Quecksilberfadens, so finden wir, dafs derselbe in Berührung mit dem wärmeren Körper länger, mit dem kälteren dagegen kürzer wird, während er nach dem Temperaturausgleich mit beiden Körpern berührt eine und dieselbe, jedenfalls zwischen den beiden vorher gemessenen liegende Länge anzeigt. Benutzen wir dann die Länge dieses Quecksilberfadens als Mafs für die Temperatur und berücksichtigen, dafs derselbe ebenso wie die beiden beobachteten Körper dem Temperaturausgleich bei der Berührung mit ihnen unterworfen ist, so haben wir zunächst den wichtigen Erfahrungssatz: Zwei Körper haben dieselbe Temperatur, wenn ein dritter das sog. Thermometer, mit jedem getrennt in Berührung gebracht, unter sonst gleich bleibenden Verhältnissen ein und dasselbe Volumen annimmt. Um nun zu einem Ausgangspunkte für unsere Temperaturmessung zu gelangen, bringen wir unser Thermometer mit schmelzendem Eis in Berührung und markieren den entsprechenden Fadenendpunkt. Dieser Punkt wird vom Quecksilberfaden immer wieder erreicht, wenn wir dieses Verfahren z. B. mit einer anderen Menge von Eis oder an anderer Stelle wiederholen,

wenn nur der Atmosphärendruck (Barometerstand) immer derselbe ist. Wir können mithin den so erhaltenen Fadenendpunkt als Nullpunkt unserer Skala festhalten. Einen weiteren Punkt erhalten wir z. B. durch Eintauchen des Thermometers in siedendes Wasser, auch dieser Punkt wird immer wieder erreicht, wenn der auf dem siedenden Wasser lastende Atmosphärendruck derselbe bleibt. Wir wählen denselben zu 760 mm Quecksilbersäule und markieren damit den Siedepunkt an unserem Thermometer. Alsdann teilen wir den Zwischenraum des Eis- und Siedepunktes in eine Anzahl gleicher Teile, sog. Grade (am bequemsten 100 nach dem Vorschlage von Celsius), setzen diese Einteilung sowohl unterhalb des Eispunktes, wie oberhalb des Siedepunktes fort und haben so eine, sowohl von unserem, mannigfachen Wechselfällen unterworfenem Gefühl als auch von den Dimensionen des Thermometers unabhängige Skala für die Temperatur. Dieselbe ist, wie aus der Betrachtung des Weges, auf dem wir zu ihr gelangten, hervorgeht, zweifellos ganz willkürlich, sie gewinnt aber eine allgemeinere physikalische Bedeutung, wenn wir mit ihr das Verhalten einiger Gase, z. B. der atmosphärischen Luft untersuchen. Diese Gase dehnen sich nämlich unter gleichbleibendem Drucke bei Erhöhung ihrer Temperatur für 1^0 unserer Skala immer um $\frac{1}{273}$ desjenigen Volumens aus, welches sie beim Nullpunkte besitzen, und ziehen sich bei entsprechender Erniedrigung um denselben Betrag wieder zusammen (Gesetz von Gay-Lussac). Den Wert $\frac{1}{273} = 0{,}00367$ bezeichnen wir auch als

ihren Ausdehnungskoëffizienten, welcher hiernach für diese Gase als unveränderlich und insbesondere unabhängig von unserer Temperaturskala zu betrachten ist. Nehmen wir unter Vernachlässigung sehr kleiner Abweichungen, welche uns hier zunächst nicht interessieren, an, dafs dieses Gesetz auch bei den höchsten und tiefsten Temperaturen gültig bleibt, so folgt daraus, dafs bei einer Temperatur von 273° unter dem Nullpunkte (—273°) das Volumen der Gase auf nichts zusammengeschrumpft sein würde. Trotzdem nun eine solche Verdichtung materieller Körper auf einen Punkt im höchsten Grade unwahrscheinlich und auch infolge des bei tiefen Temperaturen immer stärker werdenden Einflusses der schon erwähnten Abweichungen vom Gasgesetze ausgeschlossen ist, haben wir doch hinreichenden Anlafs, die überhaupt denkbar tiefste Temperatur in der Nähe von —273° zu suchen und wollen darum diese Temperatur als absoluten Nullpunkt zum Ausgangspunkte der absoluten Temperaturskala annehmen. Dann entspricht z. B. einer

Temperatur in Centigraden von

—273° —100° 0° +100° +200°

eine absolute Temperatur von

0° 173° 273° 373° 473°

u. s. w.

2. **Die Wärme.** Mit dem Temperaturausgleich ist der zwischen zwei mit einander in Berührung gebrachten Körpern von anfänglich verschiedener Temperatur sich abspielende Vorgang indessen noch nicht erschöpft. Vollzieht sich dieser Austausch z. B. zwischen zwei gleich grofsen Wassermengen von verschiedener Temperatur, so wird die Endtemperatur

das arithmetische Mittel der beiden anfänglichen sein. Sind dagegen auch die Wassermengen verschieden grofs, z. B. 1 kg. mit 100° C., 3 kg mit 20°, so ergibt sich die Endtemperatur der Gesamtmasse von 4 kg aus

$$1 \text{ kg} \times 100^0 + 3 \text{ kg} \times 20^0 = 4 \text{ kg} \times 40^0,$$

also zu 40°, und es hat zwischen den beiden Wassermengen ein Übergang von

$$1 \text{ kg } (100 - 40)^0 = 3 \text{ kg } (40 - 20)^0 = 60^0 \text{ kg}$$

stattgefunden. Man erkennt jedenfalls hieraus, dafs die Endtemperatur bei der Berührung nicht allein von den Anfangstemperaturen, sondern auch von den Körpermengen abhängt. Dasjenige nun, was der eine Körper hierbei verloren, der andere gewonnen hat, wollen wir allgemein als Wärme bezeichnen und diese entsprechend unserem Beispiel durch die Temperaturzunahme einer gewissen Wassermenge messen. Unter einer Wärmeeinheit (WE.) oder Calorie (Cal.) sei daher der zur Erwärmung von 1 kg Wasser um 1° C. notwendige Wärmebetrag[1]) verstanden.

Bringen wir nun einen andern Körper, etwa aus Metall, mit Wasser in Berührung, so wird die Änderung der Temperatur des letzteren im allgemeinen eine andere sein, als wenn wir das dem Körper gleiche Wassergewicht von derselben Temperatur benutzt hätten. Dieser Thatsache wird man am einfachsten dadurch gerecht, dafs man diejenige Wassermenge angibt, welche bei derselben Anfangs-

[1]) Genau genommen müfste man die Temperaturgrenzen, innerhalb welcher die Messung vollzogen wird, angeben; für technische Zwecke genügt dagegen die obige Definition vollkommen.

temperatur dasselbe Ergebnis liefern würde wie der angewandte Körper und sie als den Wasserwert des Körpers bezeichnet. Da dieser Wasserwert aber auch laut unserer Definition der Wärmeeinheit angibt, wie viel solcher Einheiten zur Erwärmung eines bestimmten Gewichts des angewandten Körpers um 1^0 notwendig sind, so erhalten wir durch Division mit dem Gewichte die zur Erwärmung von 1 kg des Körpers um 1^0 nötige Wärmemenge, die sog. spezifische Wärme. Kennt man diesen Wert für die einer Erwärmung oder Abkühlung unterworfenen Körper, so ergibt sich durch Multiplikation mit der Temperatursteigerung bezw. Abnahme in Centigraden sofort die ihnen zugeführte oder entzogene Wärme.

Beispielsweise fasse ein Blechgefäfs von 1000 kg Gewicht 7000 l einer Salzlösung, deren spez. Gewicht 1,15 und deren spez. Wärme 0,83 beträgt, während die spez. Wärme des Eisenbleches 0,11 sei. Bei Beginn der Messung habe das Gefäfs mit Inhalt eine Temperatur von 0^0, am Ende von -5^0; es soll die hierbei entzogene Wärme berechnet werden.

Zunächst ergibt sich der Wasserwert des ganzen Gefäfses mit Inhalt zu

$$1000 \times 0{,}11 + 7000 \times 1{,}15 \times 0{,}83 = 6791{,}5$$

und daraus die entzogene Wärme zu

$$6791{,}5 \times 5 = 33958 \text{ Cal.}$$

Der Versuch, welchen wir unserer Entwickelung des Begriffs der spez. Wärme zu Grunde gelegt dachten, kann nun auch direkt zu ihrer Ermittelung für die verschiedensten Körper benutzt werden. Dabei sind die Temperaturen, zwischen denen die Erwärmung bezw. Abkühlung statt-

gefunden hat, genau zu beachten, weil erfahrungsgemäfs die spez. Wärme der Körper keine unter allen Verhältnissen unveränderliche Gröfse ist. Für feste und flüssige Körper kann indessen diese Veränderlichkeit bei technischen Fragen immer dann vernachlässigt werden, wenn die Temperaturintervalle nicht zu grofs und genügend weit von dem Erstarrungs- oder Schmelzpunkte bezw. dem Siedepunkte entfernt sind.

Bei Gasen und Dämpfen dagegen kommen noch andere Einflüsse in Betracht, auf die wir weiter unten eingehen werden.

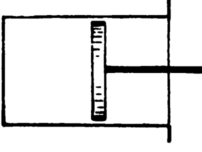
Ein ganz eigentümliches Verhalten zeigen nun alle Körper bei sog. Änderungen ihres Aggregatzustandes, d. h. beim Übergange aus dem festen in den flüssigen Zustand (Schmelzen) bezw. aus dem flüssigen in den dampfförmigen Zustand (Verdampfen) und umgekehrt (Erstarren bezw. Niederschlagen oder Kondensieren). Erwärmt man nämlich eine bestimmte Eismenge in einem Gefäfse, so steigt deren Temperatur bis zu 0° C., dann beginnt das Eis zu schmelzen, ohne dafs die Temperatur trotz erheblicher Wärmezufuhr (ca. 80 Cal. für 1 kg) fortschreitet. Erst wenn alles Eis zu Wasser geworden ist, nimmt sie wieder zu und zwar bis zum Siedepunkte, also unter atmosphärischem Drucke bis 100° C. Alsdann beginnt die Verdampfung ohne weitere Temperatursteigerung unter noch bedeutenderer Wärmeaufnahme, wie beim Schmelzprozefs (ca. 600 Cal. für 1 kg). Die Wärmemengen, welche beim Schmelzen und Verdampfen verbraucht, beim Erstarren und Kondensieren wieder frei werden, sind übrigens, wie die entsprechenden Temperaturen selbst, abhängig vom äufseren Drucke

und werden als latente Wärme oder auch als Schmelz- bezw. Verdampfungswärme bezeichnet. Für die Kälteerzeugung sind diese Vorgänge von der gröfsten Bedeutung, da bei ihnen aufserordentlich grofse Wärmemengen gebunden bezw. wieder frei gegeben werden.

3. Die Äquivalenz von Wärme und mechanischer Arbeit. Unsere bisherigen Betrachtungen zeigten uns die Wärme als eine Naturerscheinung ohne jeden Zusammenhang mit anderen Energieformen. Ein solcher Zusammenhang aber ergibt sich schon aus der alten Erfahrung, dafs durch Vernichtung mechanischer Arbeit, z. B. bei der Reibung fester Körper auf einander, Wärme entsteht. Dafs diese beiden Gröfsen zu einander in einem bestimmten, von der Art des Vorganges selbst gänzlich unabhängigen Verhältnisse standen, stellte sich erst durch genaue Messungen im Jahre 1842 heraus und führte zur Erkenntnis des Satzes von der Äquivalenz der Wärme und Arbeit (Satz von Mayer und Joule). Es entsprach hierbei die Entstehung von 1 Cal. der Vernichtung von rund 424 mkg. Durch diese Feststellung war die Wärme gleichzeitig als eine Energieform gekennzeichnet und die Möglichkeit geschaffen, mechanische und thermische Vorgänge rechnerisch im Zusammenhange zu behandeln. Versteht man unter der Eigenenergie oder Energie kurzweg die gesamte in einem Körper latent aufgespeicherte und durch seine Temperatur erkennbar vorhandene Wärme, so läfst sich dieser Zusammenhang dahin aussprechen, dafs die Zufuhr einer bestimmten Wärmemenge gleich ist der Summe aus dem Zuwachse seiner Energie und

dem Äquivalent der von ihm während der Wärmezufuhr geleisteten Arbeit. Hiernach sind, je nach der Art der Arbeitsabgabe eine grofse Zahl von Zustandsänderungen bei gegebener Wärmezufuhr denkbar. Das Studium derselben ist Gegenstand der mechanischen Wärmetheorie oder Thermodynamik, als deren ersten Hauptsatz man die Erkenntnis der Äquivalenz wohl auch bezeichnet.

Eine einfache Anwendung unseres Satzes erlaubt das Verhalten der schon oben besprochenen Gase. Schliefst man z. B. 1 kg Luft von 0° C. in einem Cylinder von 1 qm Querschnitt durch einen reibungslos verschiebbaren dichten Kolben (Fig. 1) ab, so lastet auf demselben und damit auch auf dem Gase der Atmosphärendruck von 10333 kg/qm. Das Volumen von 1 kg Luft bei 0° C. ist aber dann 0,772 cbm. Erwärmt man nun die Luft im Cylinder um etwa 1°, so wird das Volumen (siehe oben § 1) um $\frac{1}{273}$ zunehmen, also der Kolben um $\frac{0,772}{273} = 0,00283$ m verschoben, wodurch eine Arbeit von $0,00283 \times 10333 = 29,24$ mkg, entsprechend einem Wärmeäquivalent von 0,069 Cal. gegen den Atmosphärendruck geleistet wird. Die zur Erwärmung um 1° nötige Wärme, die wir als spez. Wärme bei konstantem Druck bezeichnen wollen, ist aber 0,238 Cal., von denen 0,069 Cal. auf die äufsere Arbeit entfallen. Man darf also schliefsen, dafs bei konstantem Volumen (also festgehaltenen Kolben) nur $0,238 - 0,069 = 0,169$ Cal.


Fig. 1.

verbraucht worden wären. In der That geht aus anderen Versuchen hervor, dafs dieser Wert die spezifische Wärme der Luft bei konstantem Volumen darstellt.

Durch weitergehende Versuche, die man vorwiegend dem Franzosen Regnault verdankt, ist festgestellt worden, dafs diese spez. Wärmen der Gase nahezu konstante Werte besitzen, sodafs der Energieinhalt von 1 kg eines Gases innerhalb weiter Grenzen einfach durch seine absolute Temperatur multipliziert mit der spez. Wärme für konstantes Volumen gegeben ist.

Die bei einer Ausdehnung auf das der Temperatur entsprechende Volumen geleistete Arbeit kommt für den Energieinhalt nicht mehr in Frage, da sie ja zur Überwindung äufseren Widerstandes (z. B. des Atmosphärendruckes) verbraucht, also auch nicht mehr in dem Gase enthalten ist. Diese Erfahrungsthatsache gewinnt für die Kälteerzeugung eine gewisse Bedeutung, wenn wir sie mit dem von dem Engländer Boyle und dem Franzosen Mariotte durch Versuche ermittelten Gesetze verbinden, dafs der Druck[1]), der auf einem Gase lastet, mit seinem jeweiligen Volumen multipliziert bei derselben Temperatur immer denselben Wert ergibt. Da nun das Volumen, wie wir oben (§ 1) gesehen haben, proportional der absoluten Temperatur zunimmt, so wird auch das Produkt aus Druck und Volumen dieser Temperatur und folglich auch dem Energieinhalte des Gases proportional sein. Ein

[1]) Der Druck ist hier immer absolut, d. h. nicht als Überdruck zu verstehen.

anschauliches Bild dieses Verhaltens ergibt sich durch Aufzeichnung des Zusammenhanges von Druck und Volumen für verschiedene Temperaturen, wie es in Fig. 2 geschehen ist. Die so erhaltenen, jedesmal für eine bestimmte Temperatur geltenden Kurven bezeichnet man als die Isothermen des fraglichen Gases. Soll sich ein Gas isothermisch ausdehnen, d. h. so, dafs sein Druck und Volumen stets einer solchen Kurve folgen, und wird dabei eine gewisse äufsere Arbeit geleistet, so mufs ihm, damit die Temperatur konstant bleibt, das dieser Arbeit entsprechende Wärmeäquivalent wieder zugeführt werden.

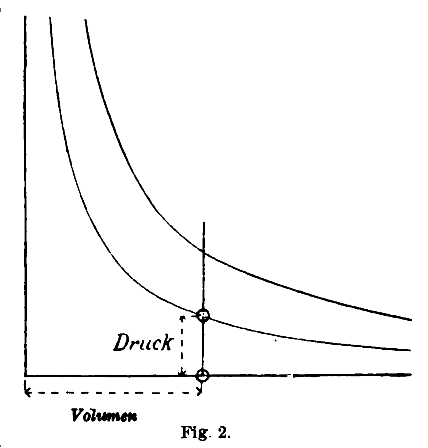


Fig. 2.

Geschieht dies nicht, so wird eine dieser Arbeit entsprechende Temperaturerniedrigung auftreten, welche bei einigermafsen nennenswerten Arbeitsbeträgen sehr erheblich ausfällt und, wenn die Anfangstemperatur des Gases nicht viel über dem Eispunkte liegt, ganz bedeutend unter denselben sinken kann. Gerade umgekehrt liegen die Verhältnisse bei der Verdichtung eines Gases, die, wenn das Wärmeäquivalent der Kompressionsarbeit nicht abgeleitet wird, mit einer starken Temperaturerhöhung verbunden sein mufs..

Läfst man dagegen ein unter konstantem Druck eingeschlossenes Gas in einen Raum mit niederer,

aber ebenfalls konstanter Pressung **ausströmen**, so ist hierbei, nachdem der ausgeströmte Teil wieder zur Ruhe gelangt ist, die vom eingeschlossenen Gase auf denselben übertragene Arbeit gleich der von diesem abgegebenen Verdrängungsarbeit, sodafs keine Änderung des Energieinhaltes und damit der Temperatur eintreten kann. Diese Folgerung der oben entwickelten Sätze wurde von dem Engländer Thomson und Joule geprüft und bis auf kleine, erst in der Neuzeit technisch benutzte Abweichungen für richtig befunden.

Der Zustand eines Körpers, insbesondere seine Energie, ist, wie aus dieser Betrachtung der Gase hervorgeht, jedenfalls durch den Druck und sein Volumen vollständig bestimmt, da mit beiden Werten ja auch die Temperatur gegeben ist (siehe das Isothermendiagramm Fig. 2). Weiterhin aber zeigt sich, dafs man jeden Körper aus einem Zustand A in einen andern B auf sehr verschiedene Weise überführen kann, z. B. indem man ihn erst ohne Wärmeentziehung bezw. Zufuhr verdichtet und ihm dann Wärme entzieht bezw. zuführt oder indem man beide Vorgänge vereinigt u. s. w. Führt man diesen Übergang auf einem dieser Wege durch und läfst den Körper unter andern Verhältnissen (siehe Fig. 3) wieder expandieren, bis der ursprüngliche Zustand wieder erreicht ist, so hat der Körper offenbar einen Kreisprozefs durchlaufen, nach welchem seine Energie denselben Wert besitzt, wie vorher. Das Wärmeäquivalent der bei einem solchen Kreisprozefs geleisteten

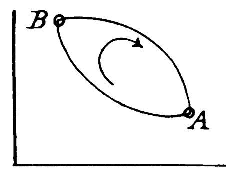


Fig. 3.

Arbeit mufs demnach gleich sein der Differenz der zu- und abgeführten Wärme. Ist aber diese Differenz negativ, so ist beim Kreisprozefs Arbeit aufzuwenden.

Kreisprozesse der ersten Art, bei denen ein Arbeitsgewinn sich ergibt, benutzt die Technik in den Motoren, solche der zweiten Art, welche einen Aufwand von Arbeit erfordern, in den Kühlmaschinen. In beiden Fällen haben wir es nach dem vorstehenden Satze mit zugeführten und abgeleiteten Energiegröfsen zu thun, welche sich analog den Aktiven und Passiven der kaufmännischen Buchführung in der Bilanz, welche man hier als Wärmebilanz bezeichnet, ausgleichen müssen.

4. Der Verwandlungswert der Wärme. Während die Erfahrung gezeigt hat, dafs man unter allen Umständen imstande ist, eine beliebige Arbeitsmenge vollständig in Wärme überzuführen, ist dies umgekehrt nicht allgemein möglich. Bei allen praktisch durchführbaren Prozessen ergibt sich nämlich nur die Umwandlung eines Teiles von Wärme in Arbeit, während der Rest der aufgewendeten Wärme als solche und zwar bei niederer Temperatur als vor der Arbeitsleistung wieder erscheint. Als Beispiel sei an die Dampfmaschine erinnert, welcher im Dampfe Wärme bei hoher Temperatur zugeführt wird. Nach der Arbeitsleistung tritt die um das Äquivalent derselben verminderte Wärme in den Kondensator über, dessen Temperatur jedenfalls bedeutend niederer liegt, als diejenige des Dampfes im Kessel. Es ist nun zweifellos wünschenswert, denjenigen Betrag von Wärme kennen zu lernen, welcher bei einem solchen

Übergang von einem höheren Temperaturniveau zu einem niederen bestenfalls in Arbeit verwandelt werden kann.

Zu diesem Zwecke wollen wir uns einer mechanischen Analogie für den Vorgang bedienen, welche von Zeuner herrührt. Da die Wärme der mechanischen Arbeit äquivalent ist, so wollen wir sie, wie diese durch ein Gewicht multipliziert mit einer Hubhöhe darstellen. Als letztere bietet sich uns zwanglos die Differenz der absoluten Temperatur dar, sodafs wir setzen dürfen

$$\text{Wärmegewicht} = \frac{\text{Wärmemenge}}{\text{absolute Temperatur}}$$

Stellen wir uns nun vor, dieses ideelle Wärmegewicht sinke vom Niveau einer Temperatur T_1 auf das einer niedereren T_2, welch letzteres etwa dem Erdboden beim Herabfallen eines Körpers entsprechen möge, herab, so wird jedenfalls, wenn nicht unterwegs Teile des Gewichtes (etwa durch Ausstrahlung von Wärme) verloren gehen, das Wärmegewicht vor und nach dem Herabsinken dasselbe sein (Fig. 4). Wir haben infolge dessen den Satz, dafs im günstigsten Falle beim Übergange einer Wärmemenge Q_1 von einem höheren Temperaturniveau T_1 zu einem tieferen T_2, wobei eine Arbeit L mkg geleistet wurde, dort nur noch die Wärmemenge $Q_2 = Q_1 - \frac{L}{424}$ ankommt, wobei also die beiden Wärmemengen Q_1 und Q_2 sich zu einander verhalten, wie die ent-

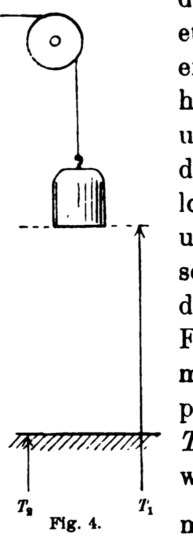


Fig. 4.

sprechenden absoluten Temperaturen[1]) T_1 und T_2 (Satz von Carnot und Clausius oder auch zweiter Hauptsatz der Thermodynamik). Wird beim Herabsinken keine Nutzarbeit geleistet, d. h. stürzt das Gewicht einfach herab, so kommt beim Aufschlag auch die gesamte Energie als Wärme wieder zum Vorschein, ganz wie beim Übergang von Wärme von einem höher temperierten Körper auf einen solchen von niederer Temperatur.

Für die Kälteerzeugung ist nun der umgekehrte Vorgang von gröfster Bedeutung. Ebenso, wie es unmöglich ist, ein Gewicht ohne Arbeitsaufwand von einem tieferen Niveau auf ein höheres zu bringen, erfordert auch die entsprechende Überführung von Wärme von einem kälteren Körper nach einem wärmeren eine dem etwa vorgegangenen umgekehrten Übergang mindestens gleiche Arbeit oder auch eine derselben äquivalente Wärmezufuhr. Die an den wärmeren Körper abgegebene Wärme ist alsdann um dieses Wärmeäquivalent gröfser als die vom kälteren aufgenommene Wärme. Auch bei diesem Vorgange sind Verluste denkbar, welche einerseits durch beim Schlusse des Hebens nicht ausgeglichene Geschwindigkeiten, andererseits durch hinzutretende Belastungen (entsprechend Einstrahlungen von Wärme) während des Hebeprozesses entstehen können, sodafs jedenfalls die oben ermittelte Arbeit immer dann den kleinsten Betrag darstellt, wenn die Temperaturen des

---

[1]) Es möge noch ausdrücklich hervorgehoben werden, dafs die obige Darstellung kein Beweis, sondern nur eine Veranschaulichung des zweiten Hauptsatzes der Thermodynamik sein soll.

wärmeabgebenden und des wärmeaufnehmenden Körpers sich nicht ändern.

Treten dagegen derartige Temperaturänderungen ein, so würde man hinreichend genau die Minimalarbeit durch Einsetzen der Mitteltemperaturen beider Körper erhalten.[1])

Für die Kälteerzeugung bedient man sich nun stets vermittelnder Körper, sogen. Kältemedien oder Kälteträger, welche imstande sind, bei niederen Temperaturen gröfsere Wärmemengen aufzunehmen und bei höheren wieder abzugeben. Es erscheint dann für die Annäherungsrechnung zweckmäfsig, wenn während der Aufnahme und Abgabe der Wärme die Kälteträger ihre Temperatur selbst gar nicht oder nur unerheblich ändern, diese Temperaturen statt derjenigen des wärmeabgebenden und wärmeaufnehmenden Körpers einzuführen.

Zur Verdeutlichung wollen wir unsere Ergebnisse in einigen Zahlenbeispielen verwerten. Es sei einer Salzlösung bei — 10° C., also 273 — 10 = 263° absoluter Temperatur stündlich $Q_2 = 100000$ Cal. zu entziehen und diese einmal auf Kühlwasser bei + 10°, dann + 20° und schliefslich + 30° entsprechend absoluten Temperatur von 283°, 293°, 303° zu übertragen. Die hierzu nötige Arbeit ergibt sich dann, nachdem man aus den Verhältnissen $Q_1 : Q_2 = 283 : 263$; bezw. $293 : 263$ und $303 : 263$ die

[1]) Derartige Kreisprozesse, welche auch bei veränderlichen oberen und unteren Temperaturen den gröfsten Gewinn, bezw. umgekehrt den geringsten Aufwand von Arbeit erfordern, habe ich als polytropische bezeichnet und in mehreren theoretischen Abhandlungen (Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure 1894 und Zeitschrift f. Kälteindustrie 1895) eingehend behandelt.

abzuliefernde Wärmemenge Q_1 zu 107 600 Cal. bezw. 111 400 Cal. und 115 200 Cal. stündlich bestimmt hat, aus den Äquivalenten 7600 Cal., 11 400 Cal. und 15 200 Cal. durch Multiplikation mit 424 zu 3 222 000 mkg, 4 834 000 mkg und 6 445 0000 mkg. Da eine Pferdestärke (1 PS.) stündlich 270 000 mkg leistet, so ergeben sich die diesen Zahlen entsprechenden Werte zu 11,9, 17,9 und 23,9 PS.

Die hier betrachteten Vorgänge sind ganz unabhängig von der Natur des vermittelnden Körpers. Dies ist indessen nur solange richtig, als der Prozefs, durch den wir den Wärmeübergang vermitteln, vollständig umkehrbar bleibt, d. h. als wir imstande sind ihn jederzeit zu unterbrechen und in umgekehrter Richtung verlaufen zu lassen. Würde nämlich mit einem andern Körper dann ein anderes Ergebnis erzielt werden, so brauchte man nur den Vorgang des Wärmeüberganges vom höheren zum tieferen Niveau mit einem Körper vorzunehmen, welcher mehr Arbeit ergibt, als ein anderer zum umgekehrten Vorgang erfordert, um so ein Perpetuum mobile zu erhalten. Die Unmöglichkeit eines solchen ergibt aber den wichtigen Satz, dafs der vermittelnde Körper keinen Einflufs auf das Endresultat ausüben würde, wenn man imstande wäre, die Kälteerzeugung vollständig durch umkehrbare Kreisprozesse zu bewältigen. Unter diesen nimmt nun der sog. Carnotsche Kreisprozefs eine besondere Stellung ein, weil wir unter Zuhilfenahme von gesättigten Dämpfen als vermittelnder Körper uns demselben recht nahe anschliefsen können. Lassen wir nämlich eine bei normaler Temperatur (zwischen + 10 und 30°) gebildete, aus einem Dampfe niedergeschlagene Flüssigkeit in

einem Arbeitscylinder ihren Energieinhalt solange abgeben, bis ihre Temperatur auf ein gewünschtes niederes Niveau gesunken ist, so können wir sie bei dieser Temperatur und dem ihr entsprechenden niederen Druck unter Zuführung der Wärme Q_2 (Kälteleistung) verdampfen, nachher durch einen Kompressor ansaugen und wieder auf den höheren Druck bezw. die höhere Temperatur ohne Wärmezufuhr verdichten[1]), worauf sie schliefslich unter Entziehung einer anderen Wärmemenge Q_1 wieder verflüssigt wird. Wir erhalten auf diese Weise ein Diagramm, Fig. 5, in welchem die einfach schraffierte Fläche den idealen Arbeitsbedarf darstellt, während die doppelt schraffierte diejenige Arbeit ergibt, welche man durch den Arbeitscylinder aus der Flüssigkeit wieder gewinnen konnte.

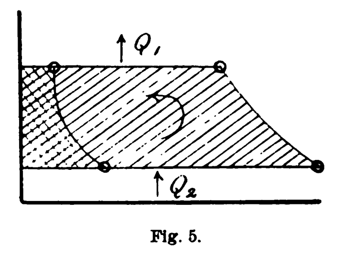


Fig. 5.

Diesem Kreisprozesse entsprechen auch die oben durchgeführten Zahlenbeispiele. Die wichtigste Abweichung der praktischen Ausführung hiervon ist zunächst der Wegfall des eben genannten Arbeitscylinders, die für bestimmte Kälteträger in der geringen Ausbeute, für andere in gewissen Konstruktionsschwierigkeiten begründet ist. Die wirklich ausgeführten Maschinen des Kompressionssystems werden darum einen wenigstens um die Arbeit dieses Cylinders höheren Energiebedarf erfordern.

[1]) Eine solche Zustandsänderung bezeichnet man auch als adiabatische, weil während derselben keine Wärme zu- oder abgeführt wird, bezw. als isentropische wegen der Unveränderlichkeit des Wärmegewichtes (Entropie).

5. Wärmeleitung und Wärmestrahlung. In § 1 und 2 haben wir gesehen, dafs bei der Berührung von Körpern verschiedener Temperatur der höher temperierte an den niederer temperierten Wärme abgibt. Genau dasselbe tritt auch zwischen zwei Teilen eines und desselben Körpers ein, wenn diese verschiedene Temperaturen haben, und dauert solange an, bis ein vollständiger Temperaturausgleich eingetreten ist. Erhalten wir dagegen beide Stellen immer auf denselben, von einander verschiedenen Temperaturen, verhindern also den Temperaturausgleich durch entsprechende Wärmezufuhr und Ableitung, so wird offenbar ständig ein Wärmestrom von der wärmeren zur kälteren Stelle des Körpers gehen. Dieser Wärmestrom wird auch noch aufrechterhalten, wenn wir eine Reihe von Körpern an einander ketten, von denen der am einen Ende befindliche auf einer anderen Temperatur erhalten wird, als der am entgegengesetzten Ende. Vorgänge dieser Art, welche wir als *Wärmeleitung* bezeichnen, treten überall auf, wo es sich um Übertragung von Wärme handelt. Sind die Temperaturunterschiede nicht grofs, wie es ja den Aufgaben der Kälteerzeugung durchgängig entspricht, so ist *die durch Leitung in Bewegung gesetzte Wärmemenge proportional dem zu ihrer Bewegungsrichtung senkrechten Querschnitt des Körpers und dieser Temperaturdifferenz, dividiert durch die Länge des Weges selbst.* Stellen wir diesen Versuch mit mehreren Körpern an, so finden wir, dafs bei gleichen Temperaturdifferenzen, gleichen Querschnitten und Stromlängen doch verschiedene Wärmemengen von ihnen übertragen werden, sodafs wir annehmen müssen, dafs die einzelnen Körper

der Wärmebewegung einen verschiedenen Widerstand entgegenstellen. Diesem Widerstand werden wir durch Einführung eines Zahlenfaktors, des sog. Wärmeleitungskoëffizienten gerecht, der uns angibt, welche Wärmemenge in Kalorien stündlich durch einen Würfel von 1 m Seitenlänge hindurchgeht, wenn eine Würfelfläche (von 1 qm) genau 1° wärmer ist als die ihr gegenüberstehende. Je nach der Gröfse dieses Koëffizienten unterscheiden wir nunmehr gute und schlechte Wärmeleiter oder Leiter schlechtweg und Isolatoren, welch letztere wir in der Technik dazu benutzen, den Wärmedurchgang dort möglichst zu vermindern, wo er uns unerwünscht ist.

Die Wärmeleitung ist an das Vorhandensein einer Temperaturdifferenz geknüpft und verläuft immer in der Richtung vom höheren zum niederen Temperaturniveau. Da ein umgekehrter Wärmestrom nicht ermöglicht werden kann, so bezeichnen wir die Wärmeleitung als einen nicht umkehrbaren Vorgang. Wichtig ist dabei, dafs die Wärme auf ihrem Wege keine Arbeit leistet, sondern in unveränderter Menge das niedere Niveau erreicht. Wollten wir sie wieder auf höheres Niveau bringen, d. h. einen Wärmeübergang von einem kälteren auf einen wärmeren Körper vermitteln, so müssen wir dazu Energie aufwenden. Diese Thatsache fafst man nach Clausius in den Satz zusammen, dafs ein Wärmeübergang von einem kälteren nach einem wärmeren Körper ohne Kompensation nicht durchführbar ist.

Praktisch lassen sich derartige nicht umkehrbare Vorgänge niemals vollständig vermeiden, so-

dafs thatsächlich die Erzielung eines vollkommen umkehrbaren Kreisprozesses unmöglich ist. Wenn wir denselben oben trotzdem betrachteten, und ihn als Vergleichsmafsstab für wirkliche Prozesse weiterhin benutzen, so ist dies darin begründet, dafs man einerseits durch Vergröfserung der Wärmedurchgangsflächen das zur Wärmeleitung nötige Temperaturgefälle beliebig verkleinern, andererseits aber diese selbst, da wo sie unzweckmäfsig ist, durch reichliche Isolation beliebig verringern können.

Auch zwischen Körpern von verschiedener Temperatur, welche nicht mit einander in Berührung stehen, findet erfahrungsgemäfs ein Wärmeübergang statt, den wir als Wärmestrahlung bezeichnen. Dieser Vorgang könnte vollkommen rein nur im absoluten Vakuum sich abspielen und läuft darauf hinaus, dafs an der Oberfläche des warmen Körpers die Wärme sich in strahlende Energie (deren Unterschied gegenüber den Licht- und elektrischen Strahlen lediglich in der Wellenlänge beruht) verwandelt, an der Oberfläche des kälteren dagegen diese wieder in Wärme übergeht. Da nun der Zwischenraum zwischen dem in solcher Weise wärmeaustauschenden Körper stets mit Gasen, z. B. Luft ausgefüllt ist, diese aber einen Teil der sie durchdringenden Strahlen absorbiert und ihre Energie in Wärme verwandelt, so gelangt niemals die ganze ausgestrahlte Wärme an ihr Ziel. Für technische Anwendungen ist diese Absorption von Wärmestrahlen ohne erhebliche Bedeutung, da hier nur diejenigen Wärmemengen interessieren, welche ein warmer Körper an seine Umgebung wirklich verliert, bezw. ein kalter Körper von dieser erhält. Die rechnerische Behandlung dieser Vorgänge bietet

außerdem noch große Schwierigkeiten, nachdem Kirchhoff die Einführung eines sog. äußeren Leitungskoëffizienten, durch welchen man sowohl der Strahlung, wie auch der Wärmeleitung durch die Luft gerecht werden wollte, als willkürlich und darum irreführend gekennzeichnet hat.

Gegen die Aus- und Einstrahlung von Wärme kann man sich nur durch Oberflächen schützen, welche eine äußerst geringe Absorption der Wärme gestatten, wie Metallspiegel oder weißen Anstrich.

Kapitel II.

Methoden und Energieverbrauch der Kälteerzeugung.

6. Methoden der Kälteerzeugung. Die Kälteerzeugung beruht in neuerer Zeit fast ausschliefslich auf der kräftigen Bindung von Wärme infolge der Verdampfung mehr oder weniger flüchtiger Flüssigkeiten (kondensierter Gase) bei niederer Temperatur. Die früher häufig, jetzt aber nur noch selten zur Kälteerzeugung verwendete Abkühlung atmosphärischer Luft während ihrer Expansion unter Leistung äufserer Arbeit in sog. Kaltluftmaschinen hat sich dagegen als sehr unökonomisch erwiesen, weil hierbei wegen der geringen Wärmebindungsfähigkeit der Luft (für 1° C. nur 0,2377 Cal. pro 1 kg oder rund 0,3 Cal. pro 1 cbm) einerseits die untere Temperaturgrenze auf Kosten des Arbeitsverbrauches sehr erniedrigt werden mufste und anderseits beträchtliche Luftmengen zu bewältigen waren, denen dann ganz unförmige Abmessungen der Maschinen und damit auch enorme Reibungsverluste entsprachen.[1])

[1]) Diese Maschinen bestanden immer aus einem Kompressor zur Verdichtung der Luft, aus einem Kühlapparate, in welchem die Kompressionswärme an Kühlwasser übertragen und dadurch die Temperatur der Luft bis nahe

Aufserdem wurde die Stetigkeit des Betriebes durch die niemals ganz zu vermeidenden Schneebildungen aus dem Feuchtigkeitsgehalt der Luft und deren Reinheit, wenn sie aus der Maschine austretend zu Kühlzwecken verwendet werden sollte, durch mitgerissenes Schmiermaterial beeinträchtigt. Da alle diese Nachteile den auf dem Verdampfungsprinzip basierten Kaltdampfmaschinen bei zweckmäfsiger Wahl der in ihnen zirkulierenden Flüssigkeit, des sog. Kältemediums oder Kälteträgers, entweder gar nicht oder doch nur in sehr beschränktem Mafse innewohnen, so hat diese Maschinengattung die Kaltluftmaschinen z. Z. vollständig verdrängt, und es besteht für uns keine Veranlassung mehr, auf deren oft sinnreiche Konstruktion hier näher einzugehen.[1])

auf die Wassertemperatur erniedrigt werden konnte, und schliefslich aus einem Expansionscylinder, in welchem sie arbeitend eine so tiefe Temperatur annahm, um beträchtliche Wärmemengen aufnehmen zu können. Kompressor und Expansionscylinder waren gewöhnlich durch eine Kurbelwelle vereinigt, wenn ihre Kolben nicht schon eine gemeinsame Stange besafsen. Da der arbeitleistende, ganz wie ein Dampfcylinder mit Steuerung versehene Expansionscylinder allein nicht im stande ist, den Kompressor zu treiben, so mufste die Differenz durch einen Motor gedeckt werden, der ebenfalls gewöhnlich an derselben Kurbelwelle angriff.

Näheres über derartige ältere Maschinen siehe in der Abhandlung von A. C. Kirk: »On the mechanical production of cold« in den Proceedings of the Institution of Civil Engineers 1874. Neuere Versuche siehe in Schröters »Untersuchungen an Kältemaschinen verschiedener Systeme«. I. Bericht. München 1887.

[1]) Seltsamerweise werden diese überlebten Maschinen auch in den neuesten Handbüchern noch immer ausführlich besprochen, ohne dafs die Verfasser es wagen, auf Grund der notorischen Minderwertigkeit das Todesurteil über sie endgültig auszusprechen.

Die Kaltdampfmaschinen, mit denen wir uns in der Folge allein zu beschäftigen haben, zerfallen nun in drei Gruppen und zwar:

I. In reine Kompressionsmaschinen, in denen Ammoniak, Kohlensäure oder schweflige Säure, sämtlich wasserfrei, nach ihrer Verdampfung in einem Röhrenapparat, dem sog. Verdampfer oder Refrigerator von einem Kompressor angesaugt, verdichtet und in einem zweiten Röhrenapparat, dem Kondensator, durch Wasserkühlung verflüssigt werden, um schliefslich vermittelst des zur Abdrosselung der Druckdifferenz eingeschalteten Regulierventils wieder in den Verdampfer zurückzutreten.

II. In reine Absorptionsmaschinen, in denen als Kälteträger ausschliefslich Ammoniak zur Anwendung gelangt, welches nach der Verdampfung von Wasser absorbiert, in dieser Lösung durch eine kleine Pumpe auf höheren Druck gebracht und unter diesem durch unmittelbare Wärmezufuhr (gewöhnlich Dampfheizung) wieder aus der Lösung ausgetrieben wird, um schliefslich, von mitgerissenem Salmiakgeist thunlichst befreit, durch Kühlwasser verflüssigt und vermittelst eines Überströmventils in den Verdampfer zu erneuter Wärmeaufnahme zurückgeführt zu werden.

III. In aus I und II kombinierte Maschinen, in denen als Kälteträger wie unter II zunächst Ammoniak verwendet wird, welches von einem Kompressor wie in der Gruppe I aus dem Verdampfer angesaugt und auf den der Absorption entsprechenden Sättigungsdruck verdichtet wird, ohne dafs an der Absorptionsmaschine sonstige Änderungen vorgenommen sind.

Eine andere hierher gehörige Kombination bilden die *Wasserdampfkühlmaschinen*, auch *Vakuummaschinen* genannt, weil in ihnen Wasserdampf unter einem der niedrigen Temperatur entsprechenden Vakuum aus einer hierdurch abgekühlten Salzlösung gebildet, und alsdann zum kleineren Teile durch die zur Aufrechterhaltung des Vakuums (1 bis 2 mm Quecksilbersäule) nötige Luftpumpe ins Freie geschafft, gröfstenteils aber in einem besonderen Raum (dem Absorber) von konzentrierter Schwefelsäure aufgenommen wird. Zur Wiederverwendung der letzteren mufs der Wasserdampf schliefslich wieder ausgetrieben, die Säure aber von neuem konzentriert werden, was bei den älteren, gänzlich verlassenen Maschinen dieser Gattung durch Dampfheizung erfolgte, bei neueren dagegen durch direkte Berührung der Schwefelsäure mit den heifsen Abgasen einer Koksfeuerung geschieht, worauf die ebenfalls mit erhitzte Säure durch Wasser abgekühlt und dem Absorber wieder zugeführt werden kann. Das so aus der Maschine entfernte, der Salzlösung im Verdampfer entzogene Wasser mufs zur Aufrechterhaltung des Beharrungszustandes natürlich immer ersetzt werden.

Von diesen verschiedenen Systemen gelangte die reine Absorptionsmaschine, um deren Ausbildung sich *Carré* die gröfsten Verdienste erwarb, zuerst zu einer weitgehenden industriellen Anwendung, wurde aber, nachdem das Kompressionssystems durch *Pictet* und *Linde* zu hoher Vollkommenheit gebracht worden war, von diesem stark verdrängt, sodafs man heute nur noch selten Absorptionsmaschinen bei uns im Betriebe vorfindet, während sie sich in wärmeren Klimaten aus Gründen, die wir noch

kennen lernen werden, erhalten haben. Die unter III zuerst genannte von A. Osenbrück vorgeschlagene Vereinigung der Absorptionsmaschine mit einem Kompressor ist überhaupt nicht aus dem Versuchsstadium hinausgelangt, während die Vakuummaschine in der von Windhausen vorgeschlagenen Gestalt an den Schwierigkeiten der chemischen Wirkungen der Schwefelsäure und eines nur intermittierenden Betriebes gescheitert ist. Jedenfalls haben wir festzustellen, daſs augenblicklich die reine Kompressionsmaschine das Feld fast ausschlieſslich beherrscht, so daſs wir uns im folgenden vorwiegend mit dieser, auch den praktischen Anforderungen der Betriebssicherheit und der Gleichartigkeit in der Erhaltung der Temperaturen in hohem Maſse genügenden Maschinengattung beschäftigen werden.

Die nachstehende schematische Fig. 6 verdeutlicht den Zusammenhang der Hauptapparate der Kompressions-Kaltdampfmaschinen. Der zur Verdichtung des dampfförmig angesaugten Kälteträgers dienende Kompressor P ist im wesentlichen eine mit selbstthätigen Ventilen (seltener mit einem Schieber) versehene Luftpumpe. Die Saugventile sind mit S_1 S_2, die Druckventile mit D_1 und D_2 bezeichnet.

Die gemeinsame Druckleitung CC führt vom Kompressor in den Kondensator K und mündet dort in ein Spiralrohrsystem, welches vom Kühlwasser, bei A eintretend und bei B das Gefäſs verlassend, umspült wird. Ein im Innern des Kondensators angebrachtes, in der Figur nicht gezeichnetes Rührwerk sorgt für die fortwährende Bewegung des Wassers, welches selbst von einer Pumpe herbei-

zuschaffen ist. Den Übertritt des im Kondensator verflüssigten Kälteträgers in das Spiralrohrsystem des Verdampfers V vermittelt das Regulierventil R. Der Verdampfer V selbst entspricht in seiner Bauart genau dem Kondensator, enthält wie dieser ein Rührwerk und wird im allgemeinen von

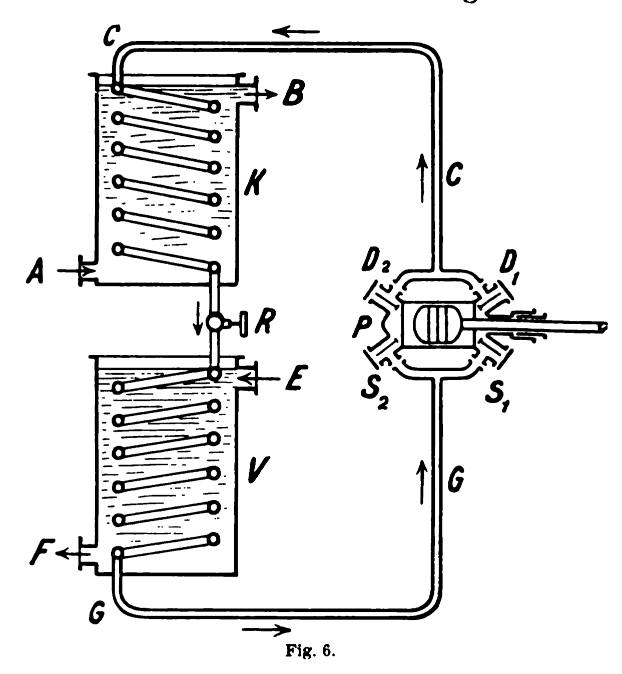


Fig. 6.

einer bei E ein- und bei F austretenden, schwer gefrierbaren Salzlösung durchströmt. Diese Salzlösung wird, nachdem sie im Verdampfer abgekühlt worden ist, durch besondere Pumpen der Verwendungsstelle (z. B. den Brauereikellern) zugeführt und kehrt erwärmt in den Verdampfer zurück, während der in diesem Apparat in Dampfform übergegangene Kälteträger durch die Saugleitung GG dem Kom-

pressor P zuströmt, um den Kreislauf von neuem zu beginnen.

Erheblich verwickelter gestaltet sich schon der Aufbau der Absorptionsmaschine, da in derselben nicht nur für Kühlung des Kondensators, sondern auch für eine hiervon getrennte Abfuhr der Absorptionswärme gesorgt werden mufs, damit das zum Transport des Ammoniaks vom Verdampfer in den Kondensator dienende Wasser nicht durch zu hohe Steigerung der Temperatur in seiner Aufnahmefähigkeit im Absorber beeinträchtigt werde. In der einfachsten Form der Absorptionsmaschine (Fig. 7) empfängt der Kondensator C die im Kocher K aus der Lösung (Salmiakgeist) ausgetriebenen heifsen Dämpfe kühlt sie ab und verflüssigt sie wie in den Kompressionsmaschinen. Der Übertritt in den Verdampfer V vollzieht sich ebenso wie dort durch ein Regulierventil R. Das unter Aufnahme von Wärme bei niederer Temperatur wieder verdampfte Ammoniak wird nunmehr in ein Gefäfs G, den sog. Absorber, geleitet und vereinigt sich hier mit der vom Kocher herfliefsenden armen Lösung, wobei die Absorptionswärme durch kaltes, bei A_1 in ein Spiralrohrsystem ein- und bei B_1 austretenden Kühlwasser entfernt wird. Die so entstehende reiche Lösung wird dann durch eine Pumpe P in den Kocher K gedrückt, wo aus ihr das Ammoniak durch eine Dampfheizungsspirale DH ausgetrieben und dem Kondensator C wieder zugeführt wird, worauf der Kreislauf wieder von neuem beginnt. Der so beschriebene Vorgang würde erfordern, die heifs vom Kocher ablaufende arme Lösung etwa durch Kühlwasser auf die niedere Absorbertemperatur zu bringen; anderseits mufs auch

die kalt dem Absorber entnommene reiche Lösung im Kocher bis auf diejenige Temperatur gebracht werden, bei welcher die Ammoniakentwickelung beginnt. Beide Vorgänge können indessen in einem sog. Temperaturwechsler T vereinigt werden, der den Wärmeaustausch der Flüssigkeiten im Gegenstrom vermittelt.

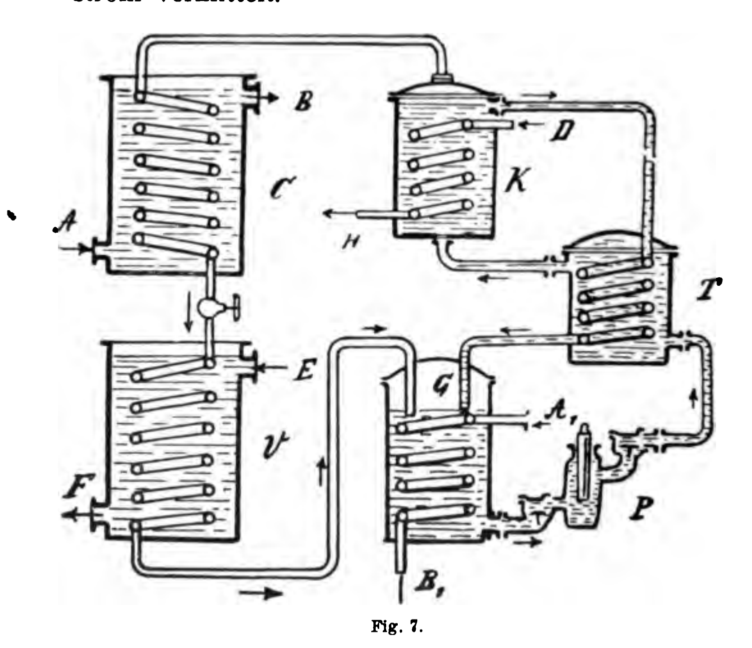


Fig. 7.

Aus dieser kurzen Beschreibung erkennt man, dafs sich in der Absorptionsmaschine zwei Kreisprozesse abspielen, welche teilweise ineinander übergreifen. Neben dem Kreislauf des Ammoniaks vollzieht sich noch derjenige des Lösungs- oder Transportmittels in der Reihenfolge Absorber, Pumpe, Temperaturwechsler, Kocher, Temperaturwechsler, Absorber, wobei von aufsen Wärme im Kocher zu-

geführt, im Absorber aber solche entzogen wird. In unserer Fig. 7 sind die dem 2. Kreisprozesse entsprechenden, durchweg Flüssigkeit führenden Rohre horizontal schraffiert. Da die eigentliche Kälteleistung, d. i. der Transport der Wärme aus dem Verdampfer in den Kondensator, einen Energieaufwand erfordert welcher jedenfalls bedeutend gröfser ausfällt als die von der Pumpe zu leistende Arbeit (siehe unter § 10), so mufs die im Kocher zugeführte Wärme ungefähr um den fraglichen Energiebedarf gröfser sein als die im Absorber entzogene, da ja im Temperaturwechsler nur ein Austausch innerhalb des Apparates stattfindet. Der Kocher entspricht also, verglichen mit einer zum Antriebe einer Kompressionskühlmaschine benutzten Dampfmaschinenanlage dem Kessel, der Absorber dem Kondensator derselben, während der Temperaturwechsler etwa die Rolle eines Speisewasservorwärmers ausfüllt.

Neuerdings ist übrigens noch eine weitere Verbesserung dieses Prozesses durch Einschaltung eines 2. Temperaturwechslers für die aus dem Kocher und dem Flüssigkeitswechsler entweichenden Dämpfe vorgeschlagen worden. In demselben werden diese in einem Rohrsystem von einem Teile oder auch der ganzen Menge der vom Absorber kommenden kalten Lösung, bevor dieselbe in den 1. Temperaturwechsler tritt, im Gegenstrom umspült und gelangen so mit einer etwas niederen Temperatur in den Kondensator, als wenn sie direkt vom Kocher kämen. Auf diese Weise wird nicht nur das zu ihrer späteren Abkühlunge notwendig Kühlwasser erspart, sondern auch die nochmalige nutzlose Erhitzung des im Temperaturwechsler entwickelten Dampfes beim Passieren des Kochers verhütet.

Der niederen Temperatur wegen mufs bei beiden Systemen sowohl der Verdampfer als auch die Saugleitung gegen das Eindringen unerwünschter Wärme von aufsen durch Isolation, d. h. Umhüllung mit schlecht leitenden Substanzen, geschützt werden.

7. Chemische Eigenschaften der wichtigsten Kälteträger. Die chemischen Eigenschaften der in Kühlmaschinen zur Wärmeübertragung verwendeten Körper verlangen zunächst wegen ihres Einflusses auf die Lebensdauer der ganzen Anlage eine besondere Beachtung. In zweiter Linie kommt dann die Möglichkeit, dafs infolge chemischer Wirkungen die Betriebssicherheit leidet, in Frage. Wir haben schon oben gesehen, dafs gerade die Vereinigung beider Übelstände den Vakuum- oder Wasserdampfkühlmaschinen, in denen die chemisch aufserordentlich aktionsfähige Schwefelsäure (H_2SO_4) als Absorptions. flüssigkeit dient, verhängnisvoll wurde. Es dürfte sich darum auch empfehlen, die z. Z. vorwiegend als Kälteträger dienenden Körper auf ihre chemischen Eigenschaften hier einer kurzen Prüfung zu unterwerfen. Es sind dies, wie wir sahen, Ammoniak (NH_3), Kohlensäure (CO_2), schweflige Säure (SO_2) und Wasser (H_2O), von denen das erstere in den Kompressionsmaschinen allein, in den Absorptionsmaschinen aber mit Wasser zusammenwirkt, während in einzelnen Fällan die Kohlensäure der schwefligen Säure nach Pictets Vorschlag früher beigemischt wurde. Jetzt werden diese beiden Körper in eigens hierzu konstruierten Maschinen, auf die wir noch zu sprechen kommen, allein verwendet.

Ammoniak, Kohlensäure und schweflige Säure sind unter atmosphärischem Drucke innerhalb weiter

Temperaturgrenzen gasförmige Körper, welche sich in reinem Zustande gegenüber den in der Maschine vorwiegend verwendeten Kohle und Eisenlegierungen (Gufseisen, Stahl, Schmiedeeisen) so gut wie gänzlich neutral verhalten. Bei einer so kräftigen Base, wie Ammoniak, erscheint dies überraschend, ebenso bei der relativ starken schwefligen Säure, während die Kohlensäure wegen ihrer chemischen Inaktivität ja bekannt ist. Ein Angriff auf Metalle, insbesondere auf Kupfer und seine Legierungen (Bronce, Messing) durch Ammoniak findet indessen nur in Gegenwart von Sauerstoff (Luft) bezw. von Wasser statt, deren Eindringen in die Maschine darum thunlichst zu vermeiden ist. In ganz geringen Mengen sind indessen solche Beimengungen, die sich bei den im Handel erhältlichen flüssigen NH_3 stets vorfinden, nicht bedenklich. Immerhin wird man zweckmäfsig von der Verwendung des Kupfers bei Ammoniakmaschinen gänzlich absehen, da kleine Undichtheiten und mit ihnen der Anlafs zur gemeinsamen Wirkung von Luft und Wasserdampf kaum zu umgehen sind. Die besonders in Amerika, wo man mit hoher Überhitzung der Dämpfe in den Kompressorcylindern arbeitet, gefürchtete Explosionsgefahr des Ammoniaks[1]) besteht thatsächlich nicht, da die Zersetzung des NH_3, und mit ihr das Freiwerden des explosiven Wasserstoffes erst bei Glühhitze erfolgt. Derartige Explosionen sind darum auch nur im Falle von Feuersbrunsten, bei denen grössere Teile der Maschinen bis zur Glut erhitzt werden, möglich und somit für den normalen Betrieb ohne jeden Belang.

---

[1]) Siebel, Störungen im Kühlmaschinenbetrieb, Ice and Refrigeration 1894 und Zeitschrift für Kälteindustrie 1894.

Nichtsdestoweniger ist es wichtig, etwaige Verunreinigungen des Ammoniaks sowohl vor seiner Einfüllung in die Maschinen als auch während des Betriebes leicht feststellen zu können. Hierfür eignet sich am besten ein von der Gesellschaft für Lindes Eismaschinen eingeführtes, oben offenes, cylindrisches Glasgefäfs von etwa 25 mm Durchmesser, an dessen Boden ein ca. 1 cm weites und mit Teilung versehenes Rohr von 3 ccm Inhalt angeschmolzen ist. Das ganze Gefäfs fafst etwa 30 ccm; es wird mit dem zu prüfenden flüssigen NH_3 gefüllt und dann die Verdunstung des NH_3 abgewartet. Dieselbe kann durch eine schwache Anwärmung (durch Aufstellung des Gefäfses auf einen Dampfmaschinencylinder) noch beschleunigt, bezw. gründlicher durchgeführt werden. Der Rückstand, welcher nach Versuchen von Bunte und Eitner[1]), sowie von Lange[2]) aus Wasser, alkoholartigen Substanzen, sowie höher siedenden organischen Körpern besteht, ermöglicht ein Urteil über den Grad der Verunreinigung.

Es sei gleich hier bemerkt, dafs die organischen Substanzen wahrscheinlich von dem Schmieröl, welches in der Kompressionspumpe bei der Fabrikation des Ammoniaks verwendet wird, bezw. von Kompressoröl der Kühlmaschine selbst herrühren, während das Wasser entweder während des Betriebes durch die gegen Abtropfen nicht geschützte Ölpumpe hineingelangt ist oder auch Rückstände beim Ausdampfen der Rohrschlangen darstellt.

---

1) Zeitschrift für Kälteindustrie 1897, Journal für Gasbeleuchtung und Wasserversorgung 1897.

2) Zeitschrift für Kälteindustrie und Wochenschrift für Brauerei 1897.

Beide Übelstände können natürlich durch sorgfältige Behandlung leicht vermieden werden.

Die Verunreinigungen der Kohlensäure, welche besonders durch den Geruch kenntlich werden, sind von Grünhut[1]) studiert worden. Derselbe fand bei künstlich hergestellter, nachher komprimierter und verflüssigter CO_2 zunächst erhebliche Mengen von Eisenoxydhydrat sowie Chloride und Sulfate des Eisens. Diese Verbindungen sind zweifellos bei der Darstellung des CO_2 in Gegenwart von Wasser und Luft bezw. anderer Säuren, z, B. Salz- und Schwefelsäure, entstanden. Sind solche Säuren, wenn auch in Spuren, der in die Maschinen eingefüllten CO_2 beigemengt, so können sie in hohem Grade zerstörend wirken. Es empfiehlt sich darum, für den Kühlmaschinenbetrieb, wenn irgend möglich, nur natürliche CO_2 zu verwenden, welche von derartigen Beimengungen erfahrungsgemäſs frei ist und überhaupt einen hohen Grad von Reinheit besitzt. Die Beimengung von Luft ist nur dann schädlich, wenn gleichzeitig Wasser in der Maschine sich befindet, dessen Wirkung übrigens durch das zur Schmierung fast allgemein übliche Glycerin, mit dem es sich in allen Verhältnissen mischt, vermindert wird. Da das Glycerin auch häufig zur Schmierung der Kompressionspumpen bei der Herstellung der CO_2 benützt wird, so ist sein Auftreten als Verunreinigung der in Flaschen käuflichen CO_2 ebenso begreiflich wie unbedenklich.

Über die Wirkung der Verunreinigungen der schwefligen Säure bestanden bis vor kurzem noch groſse Meinungsverschiedenheiten, welche von

[1]) Chemiker-Ztg. 1895, Zeitschr. für Kälte-Industrie 1895.

Lange[1]) nur teilweise aufgeklärt wurden. Derselbe wies nach, dafs reine flüssige SO_2 erst bei + 96° C. in minimaler, aber doch nachweisbarer Weise das Eisen angreift, während eine Beimischung von Wasser von dem die SO_2 bis 1% aufzunehmen vermag, den Angriffspunkt bis zu 70° erniedrigte. Da nun solche Temperaturen, wie wir noch sehen werden, nur nach der Kompression in den Maschinen auftreten, wobei die schon verdichtete SO_2 vollkommen gasförmig ist, d. h. keine Spur von Flüssigkeit mehr enthält, so besteht thatsächlich keine Gefahr. In der That sind denn auch bei dieser Maschinengattung chemische Angriffe der Cylinderwandungen und Ventile bisher auch nach langem Betriebe nicht zu konstatieren gewesen, was Lange der Wirkung der Kompressorkühlung zuschreibt, obwohl diese die Druckventile nicht zu schützen vermag. Auch die von Venator[2]) geäufserte Befürchtung, dafs in dem unter Vacuum stehenden Verdampfer der Schwefligsäuremaschinen Luft und Wasserdampf eindringt und zur Bildung von krystallisierten Schwefligsäurehydraten ($SO_2 + n\,H_2O$) führt, welche nicht nur den Wärmedurchgang durch die Rohrwandungen beeinträchtigen, sondern auch beim Eindringen in den Kompressor ausschleifend wirken sollen, hat sich in der Praxis nirgends bestätigt.

Wir können demnach aus den vorstehenden Erörterungen den Schlufs ziehen, dafs die drei wichtigsten Kälteträger, NH_3, CO_2 und SO_2 bei genügender Reinheit keine chemischen Wirkungen auf die Organe der Kühl-

[1]) Zeitschrift für Kälte-Industrie 1899. S. 81 ff.

[2]) Ebenda. S. 132.

maschinen ausüben. Auf ihren Einfluſs auf die Schmiermaterialien kommen wir bei Gelegenheit der Besprechung der Stopfbüchsenkonstruktionen noch zurück.

8. Physikalische Eigenschaften der wichtigsten Kälteträger. Bevor wir zur Besprechung der Konstruktion und des Betriebes der mit Ammoniak, Kohlensäure und schwefliger Säure[1]) arbeitenden Maschinen übergehen, wird es sich daher empfehlen, die Eigenschaften dieser Körper im Hinblick auf ihre Kälteleistungsfähigkeit kurz festzustellen, und zwar erscheint dies um so notwendiger, als gerade über diesen Punkt in der Praxis nur wenig Klarheit herrscht und er zum Ausgang heftiger Streitfragen zwischen den Lieferanten der einzelnen Kühlmaschinen geworden ist, denen der Abnehmer gewöhnlich ratlos gegenüber steht. Wenn es auch praktisch kaum noch von Bedeutung ist, so wollen wir doch das Wasser, bezw. den Wasserdampf (H_2O) in unsere Betrachtung mit einschlieſsen, da, wie sich zeigen wird, dieser Körper einen sehr bequemen Vergleichsmaſsstab darbietet.

[1]) Abgesehen von der im vorigen Paragraph schon erwähnten Mischung aus SO_2 mit einigen Prozenten CO_2 (sog. Flüssigkeit Pictet), deren physikalische Eigenschaften sich wenig von denen der reinen SO_2 unterscheiden, findet man noch vereinzelt nach einem älteren, von ihm selbst jedoch bald wieder aufgegebenen Vorschlag Prof. Lindes Methyläther; auch Schwefelkohlenstoff, dessen Feuergefährlichkeit seiner Anwendung indessen hindernd im Wege steht. Diese letztere ist im Verein mit den relativ groſsen Kompressordimensionen wohl auch der Grund für das frühzeitige Verschwinden der Äther-Maschinen, in denen Schwefeläther nach dem Vorschlage von Siebe cirkulierte, gewesen. In Frankreich werden neuerdings Maschinen

Für die Beurteilung der Kälteleistungsfähigkeit eines Körpers ist nun vor allem die Kenntnis zweier Werte von Bedeutung, der sogen. Flüssigkeitswärme, welche angibt, wieviel Calorien einem Kilogramm der Flüssigkeit von 0° C. zuzuführen sind, um es auf eine andere Temperatur zu erwärmen, und weiter der sog. latenten oder Verdampfungswärme, welche die Anzahl von Calorien angibt, die zur vollständigen Verdampfung der Flüssigkeit benötigt werden. Auch dieser Wert schwankt mit der Temperatur, so zwar, dafs er mit dem Ansteigen derselben stets abnimmt, und im kritischen Zustande des Körpers, in welchem zwischen Flüssigkeit und Dampf ein Unterschied nicht mehr wahrnehmbar, und bei dessen Überschreitung (auf die Temperatur bezogen) eine Verflüssigung ausgeschlossen ist, verschwindet. Mit der Kenntnis dieser beiden Werte, welche durch zahlreiche Experimentatoren für verschiedene Temperaturen und eine grofse Anzahl von Körpern festgestellt und in Tabellen vereinigt wurden, ist man dann sofort im stande, bei gegebener Temperatur des Kälteträgers vor und hinter dem —

mit Chlormethyl (CH_3Cl) betrieben, welche sich nach einem Aufsatze von L. Zigliani (Zeitschr. f. d. ges. Kälte-Industrie 1898 u. 1899) gut bewährt haben. Nach den Tabellen von Landolt und Börnstein (2. Aufl. Berlin 1894) beträgt die Verdampfungswärme 96,9 Cal. bei 0° und das Volumen pro 1 kg 0,44 cbm, während (nach Regnault)

einer Temperatur von	—20°	—10°	0°	+10°	+20°	+30°
ein abs. Druck von	1,20	1,78	2,57	3,63	4,99	6,71 kg/qcm

entspricht. Damit kommt dieser Körper der SO_2 am nächsten, erfordert indessen noch gröfsere Kompessorvolumina, wogegen unter normalen Verhältnissen kein Vakuum in der Maschine zu befürchten ist. Da über die Flüssigkeitswärme keine Angaben vorliegen, so können wir den Vergleich des CH_3Cl mit anderen Kälteträgern nicht weiter durchführen.

allen Kaltdampfmaschinen gemeinsamen — Regulierventil die von der Gewichtseinheit (1 kg) des Kälteträgers zu erwartende Kälteleistung ohne jede Rechnung zu ermitteln. Die letztere bestimmt sich nämlich fast genau[1]) als die latente Wärme bei der Verdampfertemperatur, vermindert um die Differenz der den beiden Temperaturen entsprechenden Flüssigkeitswärmen, welche Wärmemenge ja in den Verdampfer mitgenommen wird. Daraus erhellt sofort, dafs von der Verdampfungswärme um so weniger nutzbar gemacht werden kann, je gröfser die Flüssigkeitswärme in ihrem Verhältnis zu dieser ist. Die nachstehende kleine Tabelle I enthält für einige Temperaturen die Werte der beiden hier in Betracht kommenden Gröfsen.

Hieraus folgt, dafs durch die unvermeidliche Mitnahme der Flüssigkeitswärme in den Verdampfer das Wasser als Kälteträger am wenigsten in seiner Leistungsfähigkeit beeinträchtigt wird, etwas mehr, aber immerhin nur unbedeutend, Ammoniak und schweflige Säure, sehr erheblich dagegen die Kohlensäure. Trotz dieser Thatsachen finden wir, dafs man den scheinbar geeignetsten Körper, das Wasser, in Kompressionsmaschinen überhaupt nicht, sondern nur schweflige Säure, Kohlensäure und bei weitem am häufigsten Ammoniak verwendet. Eine annähernde, wenn auch noch nicht vollkommen hinreichende Erklärung hierfür gewährt uns die Betrachtung der Pressungen, unter denen die fraglichen

[1]) Es ist besonders hervorzuheben, dafs diese einfache Überlegung keine Rücksicht auf den — allerdings meist geringen — Arbeitsbetrag nimmt, welcher der Druckdifferenz der Flüssigkeit zwischen Kondensator und Verdampfer entspricht, mithin nur eine angenäherte Gültigkeit besitzt.

Körper bei den obigen Temperaturen stehen, und die Volumina, welche sie als gerade trocken gesättigte Dämpfe einnehmen würden. Die letzteren Zahlen wieder bezogen auf 1 kg sind alsdann im Verein mit der aus Tab. I hervorgehenden Kälteleistung bestimmend für die Dimensionen der Kompressorcylinder. Sie sind mit den zugehörigen Pressungen in die Tabelle II aufgenommen worden.

Tabelle I.[1])

Temperatur in °C.	Verdampfungswärme pro 1 kg in Cal.				Flüssigkeitswärme pro 1 kg in Cal.			
	NH_3	CO_2	SO_2	H_2O	NH_3	CO_2	SO_2	H_2O
— 20°	327,2	65,35	95,00	620	— 17,34	— 9,55	— 6,20	— 20
— 10°	322,3	61,47	93,44	614	— 8,83	— 5,00	— 3,16	— 10
0°	316,1	55,45	91,20	607	0	0	0	0
+ 10°	308,6	47,74	88,29	600	+ 9,17	+ 5,71	+ 3,28	+ 10
+ 20°	299,9	36,93	84,70	593	+ 18,66	+ 12,82	+ 6,68	+ 20
+ 30°	289,7	15,00	80,44	585	+ 28,49	+ 25,25	+ 10,19	+ 30
+ 40°	278,0	-	75,50	579	+ 38,64	—	+ 13,82	+ 40

Die Tab. II enthält, wie schon Tab. I für CO_2, keine Werte mehr für die in Frage stehenden Gröfsen bei + 40°, da der kritische Punkt für diesen

[1]) Die Dampftabellen für NH_3 und CO_2 sind nach Mollier, Zeitschr. f. d. ges. Kälte-Ind. 1895 S. 69 u. 91, wiedergegeben; für SO_2 und H_2O dagegen nach Zeuner, Technische Thermodynamik Bd. II, aufgenommen bezw. berechnet worden. Dies gilt auch von der folgenden Tabelle II. Die Drücke in derselben sind, wie ausdrücklich noch hervorgehoben werden mufs, als absolute zu verstehen, d. h. vom absoluten Vakuum aus gerechnet. Von den in der Technik gebräuchlichen Überdrücken (vom Atmosphärendruck aus gerechnet) unterscheidet sich der absolute Druck um rund 1 kg/qcm. Siehe auch Fufsnote S. 10.

Körper schon bei + 31,35° mit einer absoluten Pressung von 75,3 kg/qcm überschritten ist. Der Umstand, dafs oberhalb dieses Zustandes keine Änderung des Aggregatzustandes mehr erfolgt, also die Verdampfungswärme verschwindet, gab früher zu der Vermutung Anlafs, dafs die Kohlensäuremaschine dann unwirksam würde, wenn ihr Kondensatordruck über dem kritischen liegt, bezw. wenn es nicht möglich wäre, die Temperatur vor dem Regulierventil unter den kritischen herabzudrücken.

Tabelle II.

Temperatur in °C.	Pressung absol. in kg pro qcm				Volumen von 1 kg in cbm			
	NH_3	CO_2	SO_2	H_2O	NH_3	CO_2	SO_2	H_2O
— 20°	1,90	20,3	0,652	0,0012	0,645	0,0195	0,503	994,78
— 10°	2,92	27,1	1,037	0,0028	0,432	0,0143	0,329	451,42
0°	4,35	35,4	1,584	0,0060	0,298	0,0104	0,224	210,68
+ 10°	6,27	45,7	2,338	0,0121	0,211	0,0075	0,152	108,52
+ 20°	8.79	58,1	3,347	0,0229	0,154	0,0052	0,107	58,73
+ 30°	12,01	73,1	4,666	0,0415	0,114	0,0030	0,076	33,27
+ 40°	16,01	—	6,349	0,0722	0,087	—	0,055	19,65

Diese Ansicht stand mit der Erfahrung im Widerspruch, nach welcher auch in den extremsten Fällen kein Versagen dieser Maschinen eintrat, wenn auch ihre Leistungsfähigkeit gegenüber derjenigen bei normalen Kondensatordrücken und Temperaturen erheblich geringer ausfiel. Es liegt dies, worauf hier nicht weiter eingegangen werden kann, an dem in diesem Bereiche sehr hohen und mit der Temperatur stark veränderlichen Werte der spezifischen Wärme der CO_2 bei konstan-

tem Drucke, welche die Entziehung ganz bedeutend gröfserer Wärmemengen, als das Äquivalent der Kompressorarbeit beträgt, im Kondensator ermöglicht und damit die Kälteleistungsfähigkeit[1]) aufrecht erhält.

Mit Hilfe unserer beiden Tabellen ist es nun leicht, die theoretische Kälteleistung und die Kompressordimensionen der mit verschiedenen Kälteträgern arbeitenden Maschinen bei gegebenen Temperaturen (und Pressungen) im Kondensator und im Verdampfer, sowie vor dem Regulierventil zu vergleichen. Diese letztere Temperatur braucht nämlich durchaus nicht mit der Sättigungstemperatur im Kondensator übereinzustimmen, da der Kälteträger ja im Gegenstrom bis auf die Zuflufstemperatur des Kühlwassers heruntergekühlt werden kann. Um gleichzeitig auch den Einflufs dieser Unterkühlung festzustellen, wollen wir die gesuchten Werte für zwei Fälle den Tabellen entnehmen, und zwar soll für beide im Verdampfer eine Temperatur von -10^0 C., im Kondensator eine Verflüssigungstemperatur von $+20^0$ herrschen, mit welcher im ersten Fall der Kälteträger unmittelbar dem Regulierventil zuströmt, während er im zweiten vorher auf eine Temperatur von $+10^0$ herabgekühlt werden soll. Dann erhalten wir die folgende Tabelle III, aus welcher sowohl die Kälteleistung pro 1 kg jedes einzelnen der in Frage stehenden Körper für beide Fälle sich ergibt, wie

---

[1]) Näheres hierüber siehe in den Abhandlungen Molliers, Zeitschrift f. Kälte-Industrie 1895 und 1896, sowie in des Verfassers »Vergleichender Theorie und Berechnung der Kompressionskühlmaschinen«. Ebenda 1897, wo die Theorie auch auf diese Fälle ausgedehnt ist.

auch die zur Erzielung einer stündlichen Verdampferleistung von 100000 Cal. bei — 10° nötige Menge derselben und das durch Multiplikation mit dem in Tab. II enthaltenen Dampfvolumen folgende Hubvolumen des Kompressors, d. i. der von dem Kolben in der Stunde durchstrichene Raum entnommen werden kann.

Die Tabelle III lehrt nun sofort, dafs die unter der mit der jetzt üblichen Praxis gut übereinstimmenden Voraussetzung gerade trocken angesaugter Dämpfe im Kompressor ermittelten Hubvolumina für eine gegebene Kälteleistung (hier also stündlich 100000 Cal.) bei CO_2 am kleinsten, gröfser schon bei NH_3 und SO_2 ausfallen und schliefslich unter Anwendung von H_2O auf ganz enorme Kompressordimensionen führen würde. Damit aber hätte man analog den verlassenen Kaltluftmaschinen bei Wasserdampf aufserordentliche Reibungsverluste zu erwarten, welche die sonst vortrefflichen Eigenschaften dieses Körpers vollkommen aufheben, ganz abgesehen von der mit den äufserst niederen Pressungen (hohes Vakuum) verbundenen Gefahr des Eindringens von äufserer Luft in die Maschine. Aus diesen Gründen ist der Wasserdampf kaum jemals ernstlich als Kälteträger für reine Kompressionsmaschinen in Betracht gezogen worden.

9. Der indizierte Arbeitsverbrauch der Kompressionskühlmaschinen, welcher für deren praktische vergleichende Beurteilung in erster Linie mafsgebend ist, setzt sich aus einzelnen Posten zusammen, die je nach der Anordnung und Verwendung der Maschinen sehr verschieden ausfallen können. Diese einzelnen Beträge zerfallen in solche, welche vorwiegend durch die Wahl des Systems bei gegebenen

Tabelle III.

Temperatur vor dem Regulierventil . . .	+20°				+10°			
Kälteträger	NH_3	CO_2	SO_2	H_2O	NH_3	CO_2	SO_2	H_2O
Verdampferdruck in kg pro qcm	2,92	27,1	1,037	0,0028	2,92	27,1	1,037	0,0028
Kondensatordruck » » » »	8,79	58,1	3,347	0,0229	8,79	58,1	3,347	0,0229
Verdampfungswärme im Verdampfer in Cal.	322,3	61,47	93,44	614	322,3	61,47	93,44	614
Mitgebrachte Flüssigkeitswärme in Cal. .	27,5	17,82	9,84	30	18.0	10,71	6,44	20
Kälteleistung pro 1 kg in Cal.	294,8	43,65	83,60	584	304,3	50,76	87,00	594
Cirkulierende Menge pro 100 000 Cal. stündlicher Kälteleistung in kg ca.	339	2300	1200	172	329	1970	1150	168
Stündliches Hubvolumen des Kompressors pro 100 000 Cal. in cbm ca.	146	32,8	394	77300	142	27,2	378	76000
Verhältnis der stündlichen Hubvolumina, das der CO_2 gleich 1 gesetzt	4,5	1	12,0	2380	5,2	1	13,9	2800

unteren und oberen Temperaturen bestimmt sind, und andere, die wesentlich von der Gesamtdisposition der Anlage, insbesondere von deren Rohrleitungen abhängen.

Unter den erstgenannten Posten spielt nun die durch den Indikator mefsbare sogenannte indizierte Kompressorarbeit die Hauptrolle. Es ist hier nicht der Ort, deren Gröfse auf rechnerischem Wege mit Hilfe der Thermodynamik festzustellen; dagegen läfst sich leicht nachweisen, dafs dieselbe bezogen auf eine bestimmte Kälteleistung für verschiedene Kälteträger unter sonst gleichen Verhältnissen andere Werte annehmen wird. Denkt man sich nämlich zunächst einen Kälteträger, dessen Flüssigkeitsvolumen gegen das des Dampfes und dessen in den Verdampfer mitgebrachte Flüssigkeitswärme gegenüber der Verdampfungswärme vernachlässigt werden kann, Bedingungen, wie sie nach dem vorigen § der Wasserdampf[1]) nahezu erfüllt, so wird mit dem Durchströmen durch das Regulierventil kein nennenswerter Verlust verbunden sein, und die unter solchen Verhältnissen ermittelte Kompressorarbeit kann als ein Minimum betrachtet werden, dem sich die Praxis thunlichst zu nähern streben wird.

Für unser in Tabelle III enthaltenes Beispiel würde sich dieser kleinste Arbeitsbedarf für 100000 Cal. Kälteleistung im Verdampfer, wie aus unseren früheren Berechnungen (Kap. I. § 4) hervorgeht, auf ca. 17,9 Pferde stellen, wobei es natürlich gleichgültig ist, ob eine Unterkühlung vor dem Re-

[1]) Dies ist auch der Grund, warum wir den Wasserdampf als Vergleichskörper in unsere Tabellen aufgenommen haben.

gulierventil stattfindet oder nicht, da der hierauf entfallende Betrag gegenüber der Verflüssigungswärme bei dem gedachten Kälteträger verschwindet. Ebenso ist dabei vorausgesetzt, dafs der Kälteträger sowohl durch die Ventile des Kompressors, wie auch durch die Rohrleitungen der ganzen Anlage widerstandslos hindurchtreten kann.

Um nun aus dem kleinsten Arbeitsverbrauche den wirklichen für die einzelnen Kälteträger zu ermitteln, haben wir zunächst zu berücksichtigen, dafs der obige Wert unter der Voraussetzung erhalten wurde, dafs unter Wegfall der Flüssigkeitswärme die ganze Verdampfungswärme[1]) zur Kälteleistung nutzbar gemacht wird. Da dies der Wirklichkeit nicht entspricht, so ergiebt sich zunächst eine Erhöhung des Arbeitsverbrauches im Verhältnis der Verdampfungswärme zur wirklich

[1]) Wir nehmen, wie schon im vorigen Paragraphen an, dafs der vom Kompressor angesaugte Dampf immer gerade trocken gesättigt ist. Es hat sich dies als ökonomischer erwiesen, als das Ansaugen nasser Dämpfe, wenn dies letztere auch für den Maschinisten selbst bequemer war, da er nur darauf zu achten hat, dafs die Druckrohrleitung nicht mehr als gut handwarm wurde. Diese Regel findet sich auch in den meisten, von den Lieferanten ihren Maschinen beigegebenen Betriebsvorschriften. Der Mehraufwand an Arbeit beim trockenen Ansaugen wird, wie sich auch theoretisch nachweisen läfst (siehe meine Abhandlung in der Zeitschrift f. d. gesamte Kälte-Industrie 1897: Vergleichende Theorie und Berechnung der Kompressionskühlmaschinen), reichlich durch die gröfsere Kälteleistung aufgewogen, während die an die hiermit verbundene Überhitzung geknüpften Befürchtungen sich als nicht stichhaltig erwiesen haben. Selbstverständlich darf die Überhitzung nicht zu weit getrieben werden und sollte für die angesaugten Dämpfe möglichst vermieden werden.

nutzbaren bezogen auf 1 kg der cirkulierenden Masse, wobei, wie ein Blick auf die frühere Tabelle III lehrt, die Unterkühlung vor dem Regulierventil schon eine erhebliche Rolle spielt.

Man kann die vom Kompressor verbrauchte Arbeit übrigens auch direkt bestimmen, wenn man für jede Saug- und Druckspannung deren Werte ja durch die Temperaturen im Verdampfer (abgesehen von den weiter unten zu erwähnenden Ventilüberdrücken) gegeben sind, den mittleren Druck kennt. Legt man, was angenähert zutrifft, für alle Kälteträger dasselbe Gesetz der adiabatischen Kompression zu Grunde, so ergiebt sich der Mitteldruck bei gegebenem Verhältnis der absoluten Kondensator- zur Verdampferspannung durch Multiplikation der letzteren mit den Zahlen der 2. Spalte der folgenden Tabelle IV. Dieser Mitteldruck stellt im Indikatordiagramme (Fig. 8) nichts anderes dar als die Höhe desjenigen Rechteckes, welches mit dem Diagramme selbst flächengleich ist. Die 3. Spalte gibt dann (wenn anfangs trocken gesättigte Dämpfe angesaugt werden) das Verhältnis der absoluten Endtemperatur zur Anfangstemperatur (Verdampfertemperatur) an, bietet also einen Mafsstab für die in der Maschine auftretende Überhitzung.

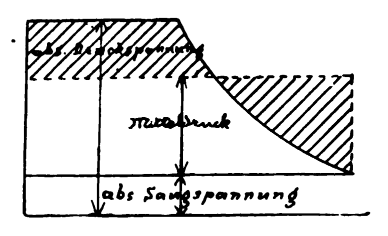


Fig. 8.

Multipliziert man den aus dieser Tabelle entnommenen Mitteldruck mit der Kolbenfläche in qcm, so ergiebt sich der mittlere wirksame

Kolbendruck, und weiter multipliziert mit dem vom Kolben in 1 Sekunde zurückgelegten Weges die Arbeit in mkg/Sek. bezw. mit dem Kolbenweg pro Stunde auch die Arbeit in mkg/Stunde. Es läuft dies auch, wie man erkennt, auf dasselbe hinaus, wenn man den Mitteldruck in kg/qm mit dem pro Sekunde bezw. pro Stunde vom Kolben durchstrichenen Volumen in cbm multipliziert. Dividiert man schliesslich diese Werte mit 75 mkg/Sek. bezw. 270000 mkg/Stunden, so erhält man die Arbeit in Pferdestärken.

Tabelle IV.

Kondensatordruck : Verdampferdruck	Mitteldruck : Verdampferdruck	Endtemperatur : Anfangstemperatur	Kondensatordruck : Verdampferdruck	Mitteldruck : Verdampferdruck	Endtemperatur : Anfangstemperatur
1,0	0	1,000	4,0	1,684	1,389
1,2	0,186	1,043	4,2	1,711	1,395
1,4	0,350	1,081	4,4	1,766	1,408
1,6	0,487	1,115	4,6	1,829	1,423
1,8	0,630	1,145	4,8	1,891	1,437
2,0	0,752	1,173	5,0	1,947	1,450
2,2	0,865	1,200	5,2	2,006	1,463
2,4	0,970	1,224	5,4	2,062	1,476
2,6	1,070	1,247	5,6	2,116	1,489
2,8	1,163	1,268	5,8	2,168	1,501
3,0	1,249	1,288	6,0	2,216	1,512
3,2	1,344	1,308	7,0	2,454	1,567
3,4	1,414	1,327	8,0	2,666	1,616
3,6	1,491	1,344	9,0	2,858	1,660
3,8	1,564	1,361	10,0	3,036	1,701

Für eine Ammoniakmaschine unseres Beispiels ohne Unterkühlung ist der absolute Verdampferdruck laut Tab. II 2,92 kg/qcm, der Kondensator-

druck 8,79 kg/qcm, das Verhältnis beider also rund 3, demnach haben wir nach Tab. IV den Anfangsdruck 2,92 kg/qcm mit 1,249 zu multiplizieren und erhalten so den Mitteldruck von 3,647 kg/qcm = 36470 kg/qm. Da 1 kg NH_3 beim Ansaugen nach Tab. II ein Volumen von 0,432 cbm besitzt, und nach Tab. III 339 kg NH_3 stündlich cirkulieren, so ist das stündliche Hubvolumen $0,432 \cdot 334 = 146,4$ cbm und die Arbeit 5339200 mkg/Stunde, oder 5339200 : 270000 = 19,77 Pferdestärken. Das Verhältnis dieses Wertes zum Minimalarbeitsverbrauch von 17,9 PS ist rund 1,1, in guter Übereinstimmung mit dem Verhältnis der Verdampfungswärme zur nutzbaren Kälteleistung in der folgenden Tab. V (2. Zeile).

Schliefslich ergibt sich noch die Endtemperatur der Kompression bei einer Anfangstemperatur von -10^0, absolut also 263^0 zu $263 \cdot 1,288 = 338,7^0$ oder $+ 65,7^0$ C.

Berücksichtigen wir noch, dafs die Widerstände in den Ventilen der Kompressoren erfahrungsgemäfs je nach der Umdrehungszahl und Gröfse der Maschine ca. 5 bis 10%, im Mittel also 7,5% der Kompressorarbeit absorbieren, so erhalten wir den fraglichen indizierten Arbeitsbedarf aus der folgenden Tabelle V (Seite 50) für die in Tabelle III aufgestellten Beispiele.

Vergleicht man die zuletzt erhaltenen Werte mit zuverlässigen Versuchsresultaten an guten Maschinen, so wird man sie immer noch zu günstig finden. Es liegt das an dem Einflufs der inneren Undichtheiten, d. h. an der Unmöglichkeit vollkommen dicht schliefsende Ventile und Kolben herzustellen. Diese Undichtheiten, welche naturgemäfs

Tabelle V.

Temperatur vor dem Regulierventil	+ 20°				+ 10°			
Kälteträger	NH_3	CO_2	SO_2	H_2O	NH_3	CO_2	SO_2	H_2O
Kleinster Arbeitsverbrauch pro 100000 Cal. in Pferdestärken	17,9	17,9	17,9	17,9	17,9	17,9	17,9	17,9
Verhältnis der Verdampfungswärme zur nutzbaren Kälteleistung	1,093	1,408	1,118	1,051	1,059	1,211	1,074	1,033
Vermehrung durch die Widerstandsarbeit in den Ventilen	1,075	1,075	1,075	1,075	1,075	1,075	1,075	1,075
Verhältnis der totalen indizierten zur kleinsten Arbeit	1,175	1,513	1,202	1,130	1,138	1,302	1,155	1,110
Totale indizierte Arbeit pro 100000 Cal. in Pferdestärken	21,0	27,1	21,5	20,2	20,4	23,3	20,7	19,9
Stündliche Kälteleistung pro 1 indiz. Pferdestärke in Cal.	4800	3700	4650	4950	4900	4300	4820	5020

an neuen, gerade eingelaufenen Maschinen nicht bedeutend sind, wirken mit der Zeit bei allen Systemen störend, indem sowohl während der Verdichtungsperiode ein Teil der schon vorher hinausgeschobenen Masse durch das undichte Druckventil zurücktritt und teils durch das Saugventil, teils am Kolben vorbei nach dem Saugraume gelangt, als auch während der Saugperiode in den Cylinder schleichend dessen Saugvolumen teilweise einnimmt. Dieser verschlichene Teil hat aber stets Verdichtungsarbeit aufgenommen, ohne dafs er zur Kälteleistung wieder herangezogen werden kann. Der so entstehende Arbeitsverlust kann sehr beträchtlich (10 bis 20%) werden, und ist nicht nur von der ursprünglichen Ausführung, sowie der späteren Instandhaltung der Maschine, sondern auch von deren Umdrehungszahl abhängig.

Die vorstehende Tabelle erlaubt nun, trotz der Unberechenbarkeit des eben erwähnten Verlustes im Verein mit Tabelle III, die einzelnen Kälteträger unter sich zu vergleichen. Man erkennt, dafs — abgesehen von dem nur der Vollständigkeit halber noch aufgenommenen Wasserdampf — der Arbeitsverbrauch bei einer unter den erwähnten Temperaturen funktionierenden Ammoniakmaschine sich am günstigsten stellt, dafs die schweflige Säure diesen Werten sehr nahe kommt und nur die Kohlensäure eine gröfsere Minderleistung gegen beide aufweist. Beim Arbeiten ohne Unterkühlung wird dieser Unterschied recht beträchtlich, so dafs diese für Kohlensäuremaschinen immer dann als unbedingt erforderlich zu bezeichnen ist, wenn kaltes Kühlwasser, wenn auch nur in geringer Menge zur Verfügung steht. Alsdann fällt die Minderleistung

dieser Maschinengattung gegenüber den beiden anderen Systemen unter normalen Verhältnissen kaum noch ins Gewicht, da überdies der Verlust infolge der inneren Undichtheiten bei Kohlensäurekompressoren mit Lederstulpkolben relativ geringer wird, als bei anderen Maschinen mit metallischer Kolbenliderung.

Die Unterkühlung selbst wird am zweckmäfsigsten durch Anordnung eines besonderen Flüssigkeitskühlers hinter dem Kondensator erreicht; derselbe wird wie letzterer als Röhrenapparat mit ca. $^1/_{10}$ bis $^1/_3$ der Kondensatorheizfläche ausgebildet, dessen Rohrsysteme im Innern von dem aus dem Kondensator kommenden, schon flüssigen Kälteträger durchströmt, aufsen dagegen von dem frischen Kühlwasser im Gegenstrom umspült werden. Das letztere tritt alsdann erst in den Kondensator zur Weiterverwendung über.

Zu der Tabelle V ist noch zu bemerken, dafs die erhaltenen Vergleichswerte durchaus nicht etwa als allgemein gültig betrachtet und auf andere Kondensator- und Verdampfertemperaturen ausgedehnt werden dürfen. In dem Verhältnis zwischen Ammoniak und schwefliger Säure ändert sich unter anderen Bedingungen allerdings nicht viel, dagegen verschlechtert sich mit steigender Kondensationstemperatur die Leistungsfähigkeit der Kohlensäuremaschine recht beträchtlich, so dafs sie — unter normalen Verhältnissen vollkommen konkurrenzfähig — bei höheren Temperaturen (z. B. $+ 25^0$ bis 30^0) vor dem Regulierventil nur ausnahmsweise berechtigt sein dürfte.

10. Der totale Arbeitsverbrauch der Kompressionskühlmaschinen. Mit der indizierten Kompressor-

arbeit ist indessen der Arbeitsbedarf einer Kompressionskühlmaschine bei weitem noch nicht erschöpft, und darum mufs es als unzulässig bezeichnet werden, wenn, wie es häufig geschieht, die einzelnen Systeme nur mit Rücksicht auf die Verschiedenartigkeit dieser Gröfse gegenseitig abgewogen werden, während doch für den Besitzer einer Kühlanlage deren Totalarbeitsbedarf allein in Frage kommen kann. Dieser aber schliefst z. B. in einer Brauereikühlanlage neben der oben ermittelten Arbeit noch folgende Beträge ein, welche jedoch von der Wahl des Systems nahezu unabhängig und in ihrer Gröfse vorwiegend durch die Gesamtdisposition der Anlage bedingt sind:

a) Die Reibungsarbeit der Maschine, welche gewöhnlich, allerdings nicht exakt, mit dem Unterschiede der indizierten Betriebsarbeit am Motor und am Kompressor identifiziert wird.[1]) Je nach der Gröfse der Anlage wird diese Arbeit 10 bis 20% der indizierten Kompressorarbeit betragen.

b) Die Antriebsarbeit der Rührwerke im Kondensator und Verdampfer im Falle, dafs der erstere durch Wasser, dessen Temperatur hierbei steigt, gekühlt und die erzeugte Kälte im Verdampfer auf eine Salzlösung übertragen wird, welche dann selbst in Rohrleitungen Wärme den abzukühlenden Räumen bezw. Körpern entzieht.

Unter normalen Betriebsverhältnissen soll jeder dieser Arbeitsbeträge nicht mehr als 2 bis 3% der gesamten Arbeit absorbieren.

---

[1]) Dies ist nur dann richtig, wenn die weiter folgenden Arbeiten nicht, wie es meistens geschieht, ebenfalls von der Antriebsmaschine zu leisten sind.

c) Die Arbeit der Kühlwasserpumpen fällt nur dann einigermafsen ins Gewicht, wenn die Bezugsquelle des Wassers (z. B. der Brunnen) sehr weit von der Kühlanlage entfernt ist und eine öfters gebogene Rohrleitung erfordert. Die letztere trifft schon zu, wenn die Kondensatoren der Kühlanlage nicht in Maschinenräumen, sondern, um die Verdunstung auszunützen, auf dem Dache der Gebäude aufgestellt werden müssen. Alsdann machen sich die hydraulischen Bewegungswiderstände sehr stark geltend. Im allgemeinen wird man nicht sehr fehl gehen, wenn man diese Pumpenarbeit einfach aus dem Gewicht des stündlichen Wasserbedarfes und der totalen Hubhöhe berechnet und diesen Betrag mit Rücksicht auf die Bewegungswiderstände etwa verdoppelt. Wesentlich ungünstiger gestaltet sich dieses Verhältnis, wenn das Wasser aus tiefen Bohrlöchern mit Hilfe sogenannter Mammuthpumpen, das sind Luftstrahlapparate, entnommen werden mufs. Diese Pumpen erfordern zu ihrem Betriebe einen Luftkompressor, welcher am besten unabhängig von der Betriebsmaschine durch eigene Dampfcylinder angetrieben wird. Nach eingehenden Versuchen[1]) darf man bei diesen Pumpen ein Verhältnis der Nutzarbeit (gemessen in gefördertem Wasser und der Förderhöhe) zur indizierten Kompressorarbeit von 30 bis 40% erwarten. Wenn sich auch dieser Wirkungsgrad durch das Verhältnis der indizierten Kompressor- zur Dampfarbeit auf 25 bis 35% noch vermindert und aufserdem die Ausnützung des Dampfes in so kleinen direkt wirkenden

[1]) Josse, Versuche mit Mammuthpumpen (Druckluftwasserheber), Zeitschrift d. Ver. d. Ingenieure, 1898.

Pumpen nicht gerade günstig sein kann, so mufs doch diese Pumpengattung als sicher wirkender Notbehelf mit Genugthuung begrüfst werden.

d) Die Arbeit der Salzwassercirkulationspumpen ist in hohem Grade abhängig von der Disposition der Leitungsnetze in den Kühlräumen (Kellern) und spielt jedenfalls neben der Kompressorarbeit die Hauptrolle. Wird die Salzlösung mit grofser Geschwindigkeit durch kleine Querschnitte (oder was auf dasselbe hinauskommt, durch zahlreiche, mit Krümmern hintereinander geschaltete Kühlrohre) hindurchgetrieben, so kann die Pumpenarbeit leicht bis zu 30 % der ganzen Betriebsenergie verschlingen, während sie bei geschickter Anordnung der Kühlrohrsysteme (teilweise Parallelschaltung der einzelnen Kühlrohre) mit reichlichen Querschnitten kaum die Hälfte dieses Betrages erfordert. Bei der grofsen Schwierigkeit der Abschätzung wird man jedoch am sichersten gehen, für die Bestimmung der Stärke des Betriebsmotors den genannten Höchstwert einzusetzen.

e) Die Arbeit der Süfswassercirkulationspumpe für die Gärbottichschwimmer braucht nicht besonders in Rechnung gestellt zu werden, da sie nicht nur im Vergleich zu den anderen Beträgen wenig ins Gewicht fällt und auch selten mit ihnen zugleich aufzuwenden ist. In den meisten Brauereien wird das Süfswasser, welches sich nach dem Durchlaufen der Schwimmer in einem tief gelegenen Reservoire sammelt, einfach nach Füllung des letzteren in kurzer Zeit in den hochgelegenen Süfswasserkühler zurückgefördert.

f) Die Betriebsarbeit des Eisgenerators bildet ebenfalls nicht immer einen integrierenden

Bestandteil der Totalarbeit der Anlage, da der Generator häufig mit dem Verdampfer (Salzwasserkühler) vereinigt wird, wobei allerdings das Salzwasser auf eine tiefere Temperatur herabzukühlen ist, als es der übrige Betrieb erfordert, so dafs die Kompressorarbeit sich hierbei etwas erhöht. Da nun der Kältebedarf einer Brauereianlage naturgemäfs in verschiedenen Tagesstunden verschieden ist (schon wegen der kühleren Nachtzeit), so kann die Eiserzeugung mit Vorteil als Betriebs- und Temperaturregulator dienen. Zu diesem Zwecke verlegt man nicht selten, auch wenn der Eisbedarf nur einen Bruchteil der Kälteleistung absorbiert, sämtliche Verdampferrohre in den Generator, der somit befähigt ist, den Überschufs der Maschinenleistung aufzunehmen bezw. aufzuspeichern.

g) Die Betriebsarbeit der Transmission läfst sich, da sie vorwiegend von der zweckmäfsigen Disposition und der Instandhaltung (Schmierung) abhängig ist, kaum von vornherein abschätzen.

Von den vorstehend aufgeführten Arbeitsmengen sind die Posten b) c) d) dadurch noch bemerkenswert, dafs sie durch ihre Vernichtung in Wärme übergehen[1]) und somit einerseits zur Erwärmung des Kühlwassers beitragen, anderseits in der Salzlösung einen Teil der Kälteleistung nutzlos absorbieren. Dies gilt vor allem vom Posten d), welcher sehr leicht die Kälteleistung um 10% und noch mehr herabzuziehen geeignet ist. Diese selbst wird noch durch die Einstrahlung von atmosphärischer Wärme in den Verdampfer vermindert

[1] Durch Vernichtung von 1 PS werden stündlich rund 637 Cal. frei.

und zwar bei kleinen Anlagen infolge der relativ gröfseren Oberfläche der Apparate stärker als bei gröfseren. Man kann diesen Einflufs auf 5% bei letzteren, steigend bis zu 10% bei sehr kleinen Anlagen abschätzen.

Hat man es mit einer Luftkühlung zu thun, bei welcher die Luft in einem besonderen Apparate abgekühlt, getrocknet und durch Ventilatoren den kühl zu haltenden Räumen zuzuführen ist, so verschlechtert auch hier die vollständig zur Überwindung von Bewegungswiderständen verbrauchte Ventilatorenarbeit die Kälteleistung, so dafs auf die zweckmäfsige Führung der Luftleitungen eine ebenso grofse Sorgfalt aufgewendet werden mufs, wie auf die Disposition der Salzwasserrohrsysteme.

Die nachstehende Tabelle VI soll für die einzelnen Kälteträger NH_3, CO_2, SO_2 den Einflufs der verschiedenen Arbeitsgröfsen auf die effektive Betriebsarbeit verdeutlichen. Dieselbe basiert auf den Werten der Tabelle IV, setzt also eine theoretische Kälteleistung von 100000 Cal. voraus. Durch Undichtheiten innerhalb der Maschine werde diese Kälteleistung bei NH_3- und SO_2-Maschinen um 10%, also auf 90000 Cal., bei CO_2-Maschinen wegen der geringeren inneren Undichtheit um 5%, d. h. auf 95000 Cal. pro Stunde erniedrigt, ohne dafs die indizierte Arbeit des Kompressors sich ändert.

Aus dieser, normalen Betriebsverhältnissen angepafsten und gleich gute Anordnung und konstruktive Ausführung voraussetzenden Tabelle kann man entnehmen, dafs zwischen den einzelnen Kühlmaschinensystemen keine nennenswerten Unterschiede in der Betriebsarbeit für die

an der Verwendungsstelle wirklich nutzbare Kälteleistung bestehen, dafs dieselben also als gleichwertig zu bezeichnen sind. Treten gelegentlich in der Praxis gröfsere Unterschiede auf, so ist daraus entweder auf mangelhafte Ausführung, unzweckmäfsige Disposition oder unrichtige bezw. nachlässige Wartung der Maschinen zu schliefsen.

11. Der Energiebedarf der Absorptionskühlmaschinen. Wir haben schon oben (§ 6) gesehen, dafs die bei Absorptionsmaschinen nötige Energie vorwiegend in Form von Wärme zugeführt wird im Gegensatz zu dem Arbeitsbedarfe der Kompressionsmaschinen. Die Bestimmung dieser Wärmemenge ist von vornherein nur möglich, wenn wir die physikalischen Eigenschaften der Lösungen von Ammoniak in Wasser (sog. Salmiakgeist) genau kennen. Da dies nur in sehr unvollkommenem Mafse der Fall ist, so sind wir vielfach auf Annahmen angewiesen und können deshalb auch nur ein annähernd richtiges Resultat erwarten. Zunächst erkennt man, dafs für die in der Maschine diesseits und jenseits der Pumpe die im Verdampfer und Kondensator herrschenden Pressungen mit den entsprechenden Temperaturen (siehe Tab. II) festgelegt sind. Weiterhin ist hiermit auch die in der Maschine pro Stunde zirkulierende Ammoniakmenge durch Tab. I. bezw. III gegeben. Dieses Ammoniak vereinigt sich im Absorber mit Wasser, wobei eine Wärmemenge von rd. 500 Cal. pro 1 kg NH_3 frei wird (bei ca. 17° Cels. von Dr. v. Strombeck bestimmt) und bildet eine mehr oder weniger gesättigte Lösung. Die Sättigung dieser Lösung hängt nun nicht allein von der Temperatur im Absorber, sondern auch von der

Tabelle VI.

Temperatur vor dem Regulierventil	+ 20°			+ 10°		
Kälteträger	NH_3	CO_2	SO_2	NH_3	CO_2	SO_2
Totale indizierte Arbeit (nach Tab. IV in Pferdestärken)	21,0	27,1	21,5	20,4	23,3	20,7
Reibungsarbeit des Kompressors und der Betriebsmaschine . . . in Pferdestärken	3,2	4,1	3,2	3,1	3,5	3,1
Antriebsarbeit der Rührwerke . . . » »	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0
Arbeit der Kühlwasserpumpen . . » »	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5
» » Salzwasserpumpen . . » »	8,0	8,0	8,0	8,0	8,0	8,0
Betriebsarbeit der Transmission . . » »	2,0	2,0	2,0	2.0	2,0	2,0
Effektive totale Betriebsarbeit . . » »	36,7	43,7	37,2	36,0	39,3	36,3
Kälteverlust durch die Rührwerksarbeit . . . . Cal.	636	636	636	636	636	636
» » » Salzwasserpumpen . . . »	5088	5088	5088	5088	5088	5088
» » » Einstrahlung . . . . . »	4500	4500	4500	4500	4500	4500
Restliche nutzbare Kälteleistung . . . . . . »	79776	84776	79776	79776	84776	79776
Kälteleistung pro 1 effektive Pferdestärke . . . »	2174	1940	2144	2217	2157	2198

Pressung im Verdampfer ab, ebenso auch der Sättigungsgrad der im Kocher entgasten Lösung von der Temperatur des Heizdampfes und dem Kondensatordruck. Genau ist diese Abhängigkeit vom Druck nur in einem sehr kleinen Intervalle bestimmt, jedenfalls steigt sie mit der Pressung, und zwar bei verdünnten Lösungen angenähert in demselben Verhältnis wie jene. Die Abhängigkeit der Löslichkeit von der Temperatur ergibt sich dagegen aus der folgenden Tab. VII, in welcher aufserdem das spez. Gewicht der Lösungen [1]) eingetragen ist. Als Pressung ist hierbei der Atmosphärendruck (760 mm Quecksilbersäule) vorausgesetzt.

Für den Wärmeaustausch im Temperaturwechsler ist die spezifische Wärme der beiden sich dort begegnenden Lösungen mafsgebend. Da hierüber gar keine Angaben vorliegen, die spez. Wärme des flüssigen Ammoniaks aber nahezu ebenso grofs wie die des Wassers ist, so wollen wir diesen Wert auch für Ammoniaklösungen verschiedener Konzentration beibehalten. Ebenso liegen über die zum Austreiben des Ammoniaks aus seiner Lösung bei höheren Temperaturen und Drücken nötige Wärme keine Messungen vor; indessen sind wir im stande, diesen für die Beurteilung des ganzen Vorganges nötigen Wert durch die Wärmebilanz selbst zu ermitteln.

[1]) Siehe Landolt und Börnstein, Phys. Chem. Tabellen II. Aufl. S. 221. Die Angaben dieses Werkes umfassen das Intervall von 0,88 bis 0,97 des spez. Gewichtes; die andern Werte wurden berechnet aus dem spez. Gewichte des flüssigen Ammoniaks nach den Angaben von Dr. Lange (Zeitschr. f. Kälte-Industrie. 1898. S. 45.). Dementsprechend ist die Tabelle unterhalb $+40^\circ$ weniger sicher. Die Angaben über die Löslichkeit von NH_3 unter 0° rühren von Mallet her (American. Chemical. Journ. 1897. Bd. XIX. S. 804).

Wir gehen nunmehr sogleich zur Berechnung einer Absorptionsmaschine mit einer stündlichen Kälteleistung von 100000 Cal. bei einer Verdampfertemperatur von —10° über, wobei wir einmal sowohl im Kondensator wie auch im Absorber eine Temperatur von +20°, dann von +30° voraussetzen, von einer Unterkühlung aber in beiden Fällen absehen wollen. Die entsprechenden absoluten Drucke sind dann im Verdampfer 2,92 kg/qcm, im Kondensator aber 8,79 bezw. 12,01 kg/qcm.

Tabelle VII.

Temperatur in °C.	1 kg Wasser löst Ammoniak kg	Spez. Gewicht kg pro lt.
— 40	2,94	0,73
— 30	2,78	0,74
— 20	1,77	0,75
— 10	1,11	0,78
0	0,90	0,79
+ 10	0,68	0,80
+ 20	0,52	0,82
+ 30	0,41	0,84
+ 40	0,34	0,88
+ 50	0,28	0,90
+ 60	0,24	0,91
+ 70	0,19	0,93
+ 80	0,15	0,94
+ 90	0,11	0,95
+100	0,07	0,97

Aus Tab. I. ergibt sich nun, dafs 1 kg NH_3 bei +20° Kondensatortemperatur eine Flüssigkeitswärme von 27,5 bei 30° dagegen von 37,3 Cal. in den Verdampfer mitbringt, so dafs er dort zur voll-

ständigen Verdampfung 294,8 bezw. 285 Cal. aufnehmen mufs.

Mithin werden zur Leistung von 100000 Cal. stündlich 339 bezw. 351 kg Ammoniak cirkulieren müssen. Im Absorber herrscht nun ein niedrigerer Druck als im Verdampfer, da ja der Übertritt der Dämpfe aus diesem von selbst erfolgt, wir schätzen ihn auf rd. 2 kg/qcm. Hätten wir nur Atmosphärendruck, so würde 1 kg Lösung dort im ersten Falle laut Tab. VII 0,52, im andern 0,41 kg NH_3 absorbieren, um sich zu sättigen. Diese Sättigung wird indessen niemals erreicht, anderseits strömt dem Absorber auch niemals ganz NH_3-freies Wasser zu. Deshalb wollen wir annehmen, dafs die hierdurch verringerte Aufnahmefähigkeit des Wassers durch die höhere Pressung ausgeglichen ist, und erhalten damit für 1 kg NH_3 im ersten Falle 1,93, im anderen 2,44 kg Wasser bezw. 2,93 und 3,44 kg Lösung. Die Absorptionswärme von 500 Cal. ist während der Verbindung in beiden Fällen abzuführen, und zwar vermindert um den Betrag, welcher zur Erwärmung des Ammoniakdampfes von der Verdampfertemperatur auf die im Absorber herrschende dient. Mit einer spec. Wärme des NH_3 von 0,54 ergibt dies im ersten Falle einen Abzug von $0{,}54 \times 30 = 16{,}2$ Cal., im andern $0{,}54 \times 40 = 21{,}6$ Cal. pro 1 kg, so dafs in Wirklichkeit die Wärmemengen 484 bezw. 478 Cal. pro 1 kg NH_3 und für die Gesamtmasse von 339 kg bezw. 351 kg, im ganzen 164076 bezw. 167778 Cal. pro St. dem Absorber zu entziehen sind.

Weiter ergibt sich die Arbeit der Pumpe aus der Förderung der soeben ermittelten Mengen von stündlich $2{,}93 \times 339 = 993$ kg und $3{,}44 \times 351 = 1207$ kg von 2,92 kg/qcm auf einen Druck von 8,79

bezw. 12,01 kg/qcm zu rd. 58300 bezw. 109700 mkg pro Stunde oder 0,216 bezw. 0,406 Pferdestärken. Dieser aufserordentlich geringen Arbeitsmenge entspricht ein stündliches Wärmeäquivalent von 138 bezw. 260 Cal., welches in der Wärmebilanz nur eine untergeordnete Rolle spielen kann.

Der Kocher werde mit Dampf von 150° geheizt, wobei erfahrungsgemäfs das NH_3 ausgetrieben wird. Alsdann entweicht aus demselben sowohl nach dem Kondensator, der Ammoniakdampf, wie auch nach dem Temperaturwechsler die arme Lösung mit der Temperatur[1]) von + 150°. Die letztere, pro 1 kg NH_3 im ersten Falle 1,93 kg, im anderen 2,44 kg betragend, kann sich im Temperaturwechsler nahezu vollständig auf die Absorbertemperatur abkühlen, wobei sie pro 1 kg NH_3 die Wärmemenge von $1{,}93 \times (150-20) = 251$ Cal., bezw. $2{,}44 \cdot (150-30) = 293$ Cal. abgibt. Mit diesen Wärmemengen ist die reiche umgekehrt strömende Lösung zu erwärmen. Da diese um das Gewicht des absorbierten Ammoniaks schwerer ist, d. h. pro 1 kg NH_3 bezw. 2,93 und 3,44 kg wiegt, so würde sie zur vollen Erwärmung auf die Kochertemperatur $2{,}93\,(150-20) = 381$ Cal., bezw. $3{,}44 \cdot (150-30) = 413$ Cal. benötigen. Die Differenz von $381-251 = 130$ Cal. im ersten und $413-293 = 120$ Cal. im zweiten Fall pro 1 kg NH_3 ist demnach durch den Heizdampf zu bestreiten, was bei den in Frage stehenden Ammoniakmengen pro Stunde 43070 Cal. bezw. 42120 Cal. ausmacht.

[1]) Meistens begegnet (siehe unten) das aufsteigende heifse Gas der kalt eintretenden reichen Lösung, wodurch schon im oberen Teile des Kochers ein Wärmeaustausch stattfindet, der aber an unserer Rechung nichts ändert.

Die zum Austreiben nötige Wärme kennen wir zunächst noch nicht, dagegen läfst sich die Kondensatorleistung berechnen. Dieselbe zerfällt in zwei Teile, in die Abkühlung der Dämpfe (Überhitzungswärme) auf die Kondensatortemperatur von + 20 bezw. 30°, und die Verflüssigungswärme. Mit der spec. Wärme des NH_3-Dampfes von 0,54 ergibt die erstere bei 20° im Kondensator stündlich pro 1 kg 0,54 (150—20) = 70 Cal., also total pro Stunde 70 × 339 = 23730 Cal., bei 30° dagegen entsprechend 0,54 · (150—30) = 65 Cal., also total 65 × 351 = 22815 Cal., während die Verflüssigungswärme laut Dampftabelle pro 1 kg rund 300 bezw. 290 Cal. oder total stündlich 101670 bezw. 101790 Cal. beträgt.

Nunmehr sind wir im stande, die Wärmebilanz aufzustellen, aus der sich die Austreibungswärme ergibt. Wir haben bei einer Temperatur im Kondensator von

	+ 20°		bezw. + 30°	
1. Absorptionswärme . .	164 076	Cal.	167 778	Cal.
2. Überhitzungswärme . .	23 730	»	22 815	»
3. Verflüssigungswärme .	101 670	»	101 790	»
im Ganzen also abzuführende Wärme	289 476	»	292 383	»
4. Kälteleistung	100 000	»	100 000	»
5. Äquivalent der Pumpenarbeit	138	»	206	»
6. Erwärmung im Kocher.	43 070	»	42 120	»
7. Austreibungswärme[1]) .	143 208	»	142 380	»

[1]) Es entspricht dies pro 1 kg NH_3 einer Austreibungswärme von 427 bis 429 Cal. bei 150°. Man sieht, dafs die oben angestellte Rechnung die Ermittlung dieser experimentell nur für 17° C. nachgewiesene Gröfse auch für beliebige andere Temperaturen ermöglicht. Eine u. a. auf

Die Summe der 3 letzten Werte ist als diejenige Energiezufuhr aufzufassen, welche der Arbeit der Kompressionsmaschinen entspricht, es sind dies 186416 Cal. bezw. 184760 Cal.

Bei einem Vergleiche dieser Zahlen mit den oben erhaltenen für Kompressionsmaschinen ist nun zu berücksichtigen, dafs die letzterhaltenen nicht nur rohe Annäherungen darstellen, sondern auch ohne Rücksicht auf die in der Maschine zweifellos auftretenden Energieverluste berechnet werden. Diese Verluste lassen sich nur abschätzen, sie dürften die Energiezufuhr auf mindestens 200000 Cal. erhöhen.

Man erkennt übrigens, dafs bei Absorptionsmaschinen die Energiezufuhr nicht mit der Verflüssigungstemperatur wächst, wie bei Kompressionsmaschinen; hierin liegt auch die Erklärung dafür, dafs in heifsen Gegenden diese Maschinengattung sich recht wohl behaupten konnte. Der aufserordentlich hohen Energiezufuhr entspricht naturgemäfs auch die Notwendigkeit einer entsprechend grofsen Wärmeentziehung und damit grofse Kühlwassermengen.

Immerhin steht die Energieausnutzung in diesen Maschinen nicht zu stark hinter derjenigen in Kom-

thermochemischen Überlegungen basierte genauere Theorie habe ich unter dem Titel „Die Wirkungsweise und Berechnung der Ammoniak-Absorptionsmaschinen" in der Zeitschr. f. d. ges. Kälte-Industrie 1899 entwickelt. Da das Gesamtergebnis derselben von den im Texte (S. 64) erhaltenen Resultaten nur wenig abweicht, so möge ein Hinweis für solche Leser, welche mit der Thermodynamik vertraut sind, hier genügen.

pressionsmaschinen zurück, wenn man bei letzteren eine Dampfmaschine als Motor voraussetzt und diese in die Betrachtung einbezieht. Rechnen wir pro 1 kg Dampf eine Wärmezufuhr von rund 650 Cal. im Kessel, so erfordert unsere Absorptionsmaschine etwa 310 kg Dampf pro Stunde für eine Leistung von 100000 Cal., was bei 10 kg Dampfverbrauch pro Pferdestärke einer motorischen Leistung von etwa 31 Pferden entsprechen dürfte.

Günstiger würde sich das Verhältnis stellen, wenn man den Betrieb mit dem Abdampf einer anderweitig nötigen grofsen Dampfmaschine bewältigen könnte, da diese gleichzeitig die kleine Pumpe mit übernehmen würde, welche für sich vom Kessel betrieben, mit relativ sehr hohem Dampfverbrauch arbeitet.

Die für den gesamten Energiebedarf noch zu berücksichtigenden Nebenbetriebe, wie Rührwerke, Salzwasserpumpen, können mit denselben Werten eingesetzt werden, wie bei Kompressionsmaschinen, dagegen wäre der grofsen hier notwendigen Kühlwassermenge wegen die zu ihrer Förderung nötige Arbeit entsprechend zu erhöhen.

12. Antriebsmaschinen für Kühlanlagen. Der Wahl der Antriebsmaschine für eine Kühlanlage wird in vielen Fällen nur eine untergeordnete Bedeutung beigelegt, während man sich daran gewöhnt hat, das Kühlmaschinensystem selbst streng wirtschaftlich zu beurteilen. Es kommt darum häufig genug vor, dafs nicht nur gute Kühlmaschinen durch eine unzweckmäfsige Verbindung mit ihrer Antriebsmaschine leiden, sondern dafs vielfach auch durch eine wirklich schlechte Dampfmaschine Betriebsstörungen entstehen, oder doch mindestens ein

ganz unverhältnismäfsig hoher Kohlenverbrauch verursacht wird.

Bei der Wahl eines Motors steht man zunächst vor der Frage, ob derselbe lediglich zum Betriebe einer Kühlanlage dienen soll oder ob er neben dieser noch andere Aufgaben zu erfüllen hat. Der erstere Fall ist ausnahmslos nur in den gröfsten Betrieben zu finden, in mittleren und kleineren Brauereien, sowie in Schlachthofkühlanlagen hat die Betriebsmaschine fast durchgehends die für den ganzen sonstigen Betrieb nötige Arbeit mitzuleisten. Diese Abhängigkeit, welche sich meistens auch auf den Dampfkessel erstreckt, insofern derselbe Dampf zu anderen Zwecken liefern mufs, erschwert den regelmäfsigen Betrieb der Kühlmaschinen ungemein und erfordert auch für kleine Anlagen eine gute und selbstthätige Regulierung. Es ist dabei ziemlich gleichgültig, ob die Dampfmaschine direkt mit dem Kompressor gekuppelt ist, oder ob der letztere von einer Transmission angetrieben wird.

Einen solchen Transmissionskompressor verdeutlicht im Grundrisse Fig. 9, während Fig. 10 die normale Kuppelungsmethode mit einer Dampfmaschine darstellt. Da hierbei die gesamte Kompressorarbeit durch die Welle übertragen wird, so mufs dieselbe sehr kräftig gehalten sein. Dafs auf die Montage, insbesondere die Parallelstellung der beiden Cylinderachsen, die gröfste Sorgfalt zu verwenden ist, braucht kaum betont zu werden. Dasselbe gilt natürlich

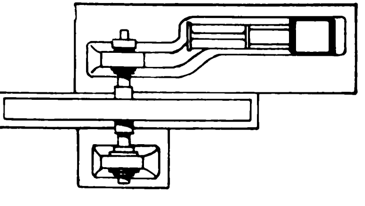
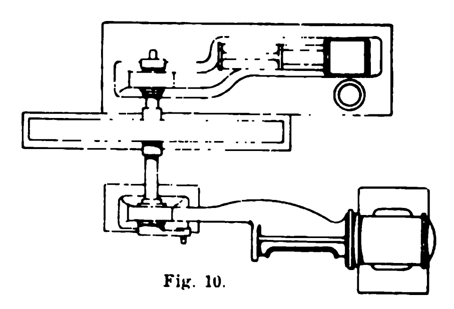


Fig. 9.

auch für die in Fig. 11 ersichtliche Kuppelung von gegenüberliegenden Doppelkompressoren mit dem Motor, wie sie sich bei grofsen Kühlanlagen nicht selten findet. Arbeitet die Dampfmaschine, wie es für gröfsere Anlagen entschieden der Kohlenersparnis halber empfehlenswert ist, zweistufig, so ordnet man meistens die beiden Dampfcylinder direkt hintereinander an (Tandem-System).


Fig. 10.

Seltener schon trifft man eine dem Doppelkompressor in Fig. 11 analoge Gegenüberstellung beider Dampfcylinder (sog. Vis-à-vis-Anwendung), obwohl dieselbe gestattet, mit einem erheblich geringeren Raume auszukommen.

Bei der direkten Kuppelung wird die überschüssige Arbeit durch das als Riemen- oder Seilscheibe ausgebildete Schwungrad, bezw. durch eine besondere, auf der Kurbelwelle sitzende Scheibe übertragen. Ein Teil davon dient meistens unmittelbar zur Bewegung der Rührwerke der Kondensatoren und Verdampfer bezw. zum Antriebe der Laufkrahne und Kippvorrichtungen von Eisgeneratoren. Jedenfalls wird man die direkte Kuppelung mit Vorteil dann anwenden, wenn die Betriebsarbeit des Kompressors den übrigen Arbeitsbedarf überwiegt, bezw. wenn der letztere gegenüber dem des Kompressors sehr schwankend ist. Hiermit ist aber vielfach die Notwendigkeit verbunden, das Schwungrad mit einem einseitigen Ausgleichs-

gewicht zu versehen, weil der Widerstand der hinteren Kompressorseite gegen das Ende der Verdichtungsperiode wesentlich gröfser ist als der Widerstand der Vorderseite, deren Querschnitt durch die Kolbenstange vermindert wird. Diese Ausbalancierung ist um so nötiger, je kleiner der Cylinderdurchmesser und je stärker die Kolbenstange ausfällt, und findet sich darum auch am häufigsten bei Kohlensäurekompressoren. Am ungünstigsten verhalten sich naturgemäfs die kleineren, einfach wirkenden Maschinen, welche meistens stehend gebaut werden[1]), und deren Reibungsverluste auch sehr grofs ausfallen. Für diese ist das Ausgleichsgewicht am Schwungrad

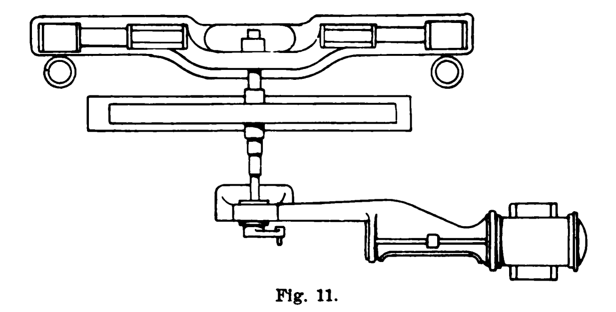


Fig. 11.

fast immer zur Erzielung eines ruhigen Ganges unentbehrlich, auch wenn sie von einer Transmission angetrieben werden. Bei gröfseren, doppeltwirkenden Maschinen genügt im Falle des indirekten Antriebes gewöhnlich die in der Transmission angehäufte lebendige Kraft zur Überwindung der erwähnten

[1]) Liegt, wie in normalen Fällen immer, die Saugspannung über dem atmosphärischen Drucke, so leistet der Kompressor in der Saugperiode eine dieser Druckdifferenz entsprechende positive Arbeit, von welcher ein Teil durch die Reibungsverluste verloren geht. Anderseits ist während der Kom-

Ungleichheit des Widerstandes. Diese tritt am stärksten auf beim *Anlassen* der Maschine, auch wenn die Saugabschliefsung (Absperrventil) dabei noch geschlossen ist, und verursacht bei direkt gekuppelten, nicht ausbalancierten Kompressoren mitunter viele Schwierigkeiten. Am besten hilft man diesem Übelstande einfach durch nachträgliches Anbringen des Gewichtes ab, wobei für die Stellung desselben gegenüber der Kompressorkurbel das Eintreten des gröfsten Widerstandes im Cylinder mafsgebend ist. In demselben Augenblick soll auch das Ausgleichsgewicht das gröfste Drehmoment auf die Welle ausüben, es wird daher z. B. bei liegenden Kohlensäuremaschinen, bei denen der Maximaldruck auf den Kolben durchschnittlich in der Hubmitte

pressions- und Ausschubperiode nicht nur die im Indikatordiagramm angezeigte Arbeit, sondern auch noch die vorher gewonnene Saugarbeit wieder aufzuwenden, welche Summe sich noch durch die auch hier in Frage stehende Reibung erhöht. Beträgt z. B. die indizierte Kompressorarbeit einer einfach wirkenden Kohlensäuremaschine 2 PSi; die Saugarbeit über der Atmosphäre 1,5 PSi; werden in der Kompressions- und Ausschubperiode 20 %, in der Saugperiode 30 % durch die Reibung verzehrt, so ergibt sich die *wirkliche Betriebsarbeit* zu

$$(2 + 1{,}5) \cdot 1{,}2 - 1{,}5 \cdot 0{,}70 = 3{,}15 \text{ PS},$$

was einem *mechanischen Wirkungsgrade* von $\frac{2}{3{,}15} = 0{,}635$ entspricht, während ein gröfserer, doppelt wirkender Kompressor leicht einen solchen von rund 0,85 bis 0,9 erreicht.

Näheres über die Reibungsverluste bezw. über den Widerstand und die treibende Kraft am Kurbelzapfen siehe in meiner Abhandlung: »Der mechanische Wirkungsgrad von Kolbenmaschinen.« Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure 1894, sowie in meinem Buche »Dynamik der Kurbelgetriebe, Leipzig 1901 (§ 14).

auftritt, ungefähr um 90°, bei stehenden Maschinen dagegen um 180° der Kompressorkurbel voraus-eilen. Bei der Bemessung der Gröfse dieses Gewichtes darf man nicht vergessen, dafs es während einer halben Umdrehung Arbeit verzehrt, also den Widerstand der anderen Kompressorseite vergröfsert. Es ist daher zweckmäfsig, durch das Gewicht einfach die Differenz der Arbeiten auf beiden Kolbenseiten gerade auszugleichen, wodurch bei gegebenem Schwungraddurchmesser sich die Gröfse des Gewichtes sofort bestimmt.

Demselben Zwecke dient auch die eigenartige Schränkung der Kurbeln des Kompressors und der Antriebsmaschine, sofern beide an derselben Welle, aber an verschiedenen Enden derselben angreifen. Mit Rücksicht auf die vielfach einseitige (für nach unten gerichtete Vertikalkräfte berechnete) Geradführung der Kompressoren läfst man diese und demnach auch die Dampfmaschine meist links umlaufen. Bei dieser Anordnung hat es sich bewährt, die Dampfmaschinenkurbel im Winkel von 120 bis 140° der Kompressorkurbel voreilen zu lassen, bei Doppelkompressoren an einer Kurbel dagegen findet man meist die Dampfmaschinenkurbel um 45 bis 60° einer der ersteren nacheilend, und zwar gleichgültig, in welcher Richtung die Maschine umläuft.

Zur genauen Bestimmung dieser Winkel, sowie auch der Lage des Ausgleichsgewichtes bedient man sich mit Vorteil des graphischen Verfahrens, welches dann nach Annahme eines Ungleichförmigkeitsgrades sofort auch das gesamte Schwungradgewicht ergibt.

Für den gleichförmigen Gang der Maschine ist die in Frankreich und England beliebte direkte

Hintereinanderschaltung des Kompressors und Motorenkolbens (siehe Fig. 12) recht ungünstig, da hierbei immer der gröfsten Dampfspannung der geringste Gegendruck im Kompressor und umgekehrt entspricht. Das Schwungrad mufs infolgedessen im Anfang des Hubes den ganzen Arbeitsüberschufs des Motors aufnehmen und am Ende ihn wieder an das Getriebe zurückgeben. Immerhin dürfte die Anordnung wegen ihrer Anpassungsfähigkeit an lange und schmale Maschinenräume beachtenswert sein, wenngleich sie sich nur für die relativ grofsen Schwefligsäurekompressoren eignet.

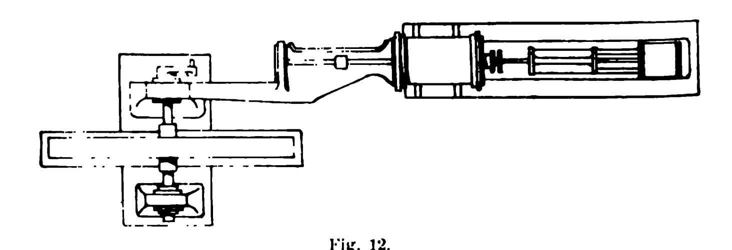


Fig. 12.

Charakteristisch für alle direkt mit Kühlmaschinen gekuppelten Motoren ist ihre verhältnismäfsig geringe Umdrehungszahl bezw. Kolbengeschwindigkeit. Dieselbe richtet sich allein nach der günstigsten Kolbengeschwindigkeit des Kompressors, bei welcher das Spiel der Ventile noch vollkommen regelmäfsig vor sich geht, während die niemals ganz zu vermeidenden inneren Undichtigkeiten der Maschine in zulässigen Grenzen bleiben. Durch Erhöhung der Umdrehungszahl nehmen die inneren Undichtheiten, bezogen auf die Kälteleistung in der Stunde, wohl ab, dagegen funktionieren die Ventile nicht mehr so exakt und versagen leichter, während bei

langsamem Gange wie auch bei ganz exakter Thätigkeit der Ventile die Verluste durch zurückschleichendes Gas aus der Druckleitung in den Kompressor und aus diesem in die Saugleitung recht beträchtlich werden können.

Im allgemeinen liegt die für den Kompressor günstige Umdrehungszahl viel niedriger, als die entsprechende für die Dampfmaschine, und es ist Sache langjähriger Erfahrung, bei der Verbindung der beiden Organe sofort das Richtige zu treffen. Einigermafsen erleichtert wird diese Aufgabe dadurch, dafs die Dampfmaschine, wie schon besprochen, gewöhnlich bedeutend stärker ausgeführt werden mufs, als es für den Kompressor allein erforderlich wäre, wodurch dann wiederum eine niedrigere, der für den Kompressor günstigsten näherkommende Umdrehungszahl bedingt ist. Keinesfalls aber darf man erwarten, eine bestehende Kühlanlage etwa durch Erhöhung der Umlaufzahl über ihre normale Gröfse in ihrer Leistungsfähigkeit[1]) wesentlich und dauernd zu steigern. Das Resultat solcher Versuche ist erfahrungsgemäfs lediglich ein rascher Verschleifs aller bewegten Teile, sowie eine beträchtliche Steigerung des Arbeitsaufwandes.

Wird der Kompressor durch einen immer rasch laufenden Gasmotor angetrieben, so kann dies nur durch Vermittlung einer Transmission geschehen, ebenso bei dem z. Z. noch selten zu findenden Antrieb durch Elektromotoren. Bei kleineren Anlagen hat man jedoch in letzterem Falle mit recht

[1]) Hierbei kommt noch die nur beschränkte Wärmedurchlässigkeit der Rohrwandungen in den Kondensatoren und Verdampfern in Frage, worauf wir weiter unten (Kap. IV) näher eingehen werden.

gutem Erfolg auch die direkte Kuppelung vermittelst einer Schraube ohne Ende versucht, deren Reibungsverluste, wie neuere Untersuchungen gezeigt haben bei guter Wartung erheblich geringer sind, als man früher annahm.

Für Absorptionsmaschinen spielt der Antrieb, da es sich nur um eine kleine Pumpe — abgesehen von der zur Bewegung der Salzlösung und des Kühlwassers nötige Vorrichtungen — handelt, keine so erhebliche Rolle. In den meisten Fällen wird es notwendig sein, diese Pumpe, wie auch die Nebenapparate an eine Transmission anzuschliefsen; sonst dürfte, um Platz und Wartung zu ersparen, die Verwendung einer kleinen direktwirkenden, schwungradlosen Dampfpumpe umsomehr zu empfehlen sein, als es sich hier ja nicht um äufserste Brennstoffersparnis handeln kann.

13. Gesamtanordnung der Kühlanlage. Ist die Frage des Antriebes der Kühlanlage erledigt, so ergibt sich, nachdem man sich mit Rücksicht auf ihren Zweck und den verfügbaren Raum für eines der Systeme der Kälteerzeugung entschieden hat, leicht deren Anordnung. Als Beispiel für eine Kompressionsanlage sei in Fig. 13 und 14 die Disposition einer Lindeschen mit direkt gekuppelter Dampfmaschine *B* und den zugehörigen Apparaten gegeben.

Man erkennt, dafs der Kompressor *A* mit seiner Betriebsmaschine ungefähr die Mitte des Maschinenraumes einnimmt, in dessen Ecken die in cylindrischen Blechgefäfsen untergebrachten Rohrspiralen des Kondensators *K* und des Verdampfers *V* Platz gefunden haben. Zwischen beiden ist an der Wand das Regulierventil *R* in solcher Höhe angebracht,

dafs es leicht zu handhaben ist. Über dem Regulierventil befinden sich meistens die Manometer zur Beobachtung des Druckes in den beiden Hauptapparaten. Die Rührwerke derselben bestehen aus

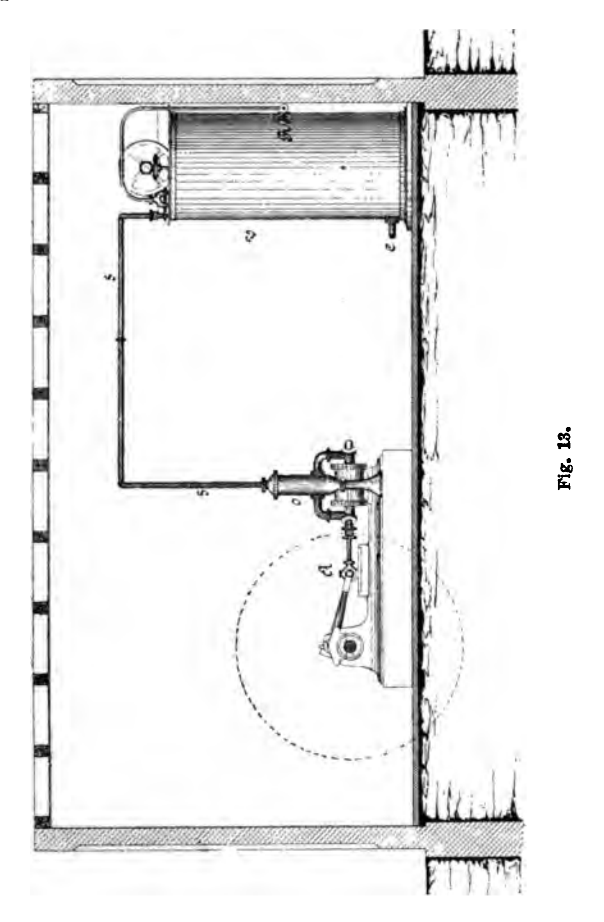


Fig. 13.

Brettern, welche sich langsam um je eine vertikale Achse inmitten der Rohrspiralen drehen, die vermittelst eines Kegelräderpaares und einer Riemenscheibe

ihren Antrieb durch ein in der Skizze nicht ersichtliches Wand- oder Deckenvorgelege enthält. Dieses selbst ist durch einen Riemen mit dem Schwungrad des Kompressors verbunden. Bei *C* erkennt man noch den Rohrstutzen für den Salzwasseraustritt

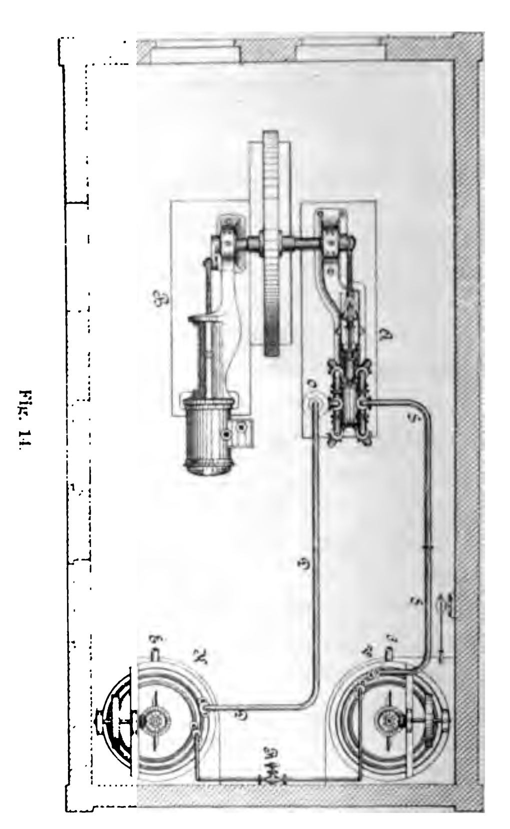


Fig. 14.

im Verdampfer, bei *E* den Kühlwassereintritt im Kondensator. Neben dem Kompressor befindet sich ein in die Druckleitung eingeschalteter Ölabscheider *O*; die Druckleitung *DD* selbst ist ebenso wie die Saugleitung *SS* nahe der Decke aufgehängt.

Die hier skizzierte Anordnung ist die denkbar einfachste; sie ist insbesondere noch nicht mit einer speciellen Vorrichtung zur weiteren Abkühlung des Kälteträgers versehen, deren Disposition wir später eingehend besprechen werden. Dabei werden wir auch noch andere Ausführungsformen der hier skizzierten Apparate kennen lernen. Bei kleineren Maschinen mit Leistungen bis zu 4000 Cal. pro Stunde vereinigt man meistens das Kompressorgestell mit dem Kondensator, der bei vertikaler Kolbenbewegung cylindrisch, bei horizontaler kastenförmig ausgebildet wird. Im letzteren Falle liegt der Kompressor, manchmal (z. B. auf Schiffen) mit der Antriebsdampfmaschine verbunden, direkt auf dem Kondensatorgefäfs. Eine solche Zusammendrängung hat naturgemäfs blofs als Notbehelf ihre Berechtigung, da bei derselben nicht allein die für den Betrieb so wichtige Übersichtlichkeit leidet, sondern auch die Wärmestrahlung des Dampfcylinders die Wirkung der unmittelbar benachbarten Kühlmaschinenorgane beeinträchtigt.

Die Anordnung einer Absorptionsmaschine ergibt sich aus den nachstehenden Skizzen Fig. 15 und 16 (Seite 78), welche eine zur Eisfabrikation dienende Anlage der Halleschen Union vorm. Vaas & Littmann darstellt. Der Kocher *a* ist ein horizontaler Kessel mit innenliegender Dampfheizung und einem turmartigen Dom, in welchem sich Teller übereinander befinden. Dadurch wird dem ausgetriebenen Ammoniak Gelegenheit geboten, mitgerissenes Wasser abzuscheiden, d. h. sich zu rektificieren. Neben dem Dom ist (gewöhnlich an der Wand) noch ein einfacher Wasserabscheider mit Wasserrückleitung nach dem Kocher angebracht,

den die NH_3-Dämpfe passieren müssen, bevor sie in den Kondensator *e* gelangen. Dieser besteht, um einen Gegenstrom des Kühlwassers mit den heifsen Dämpfen zu erzielen, aus einer Reihe

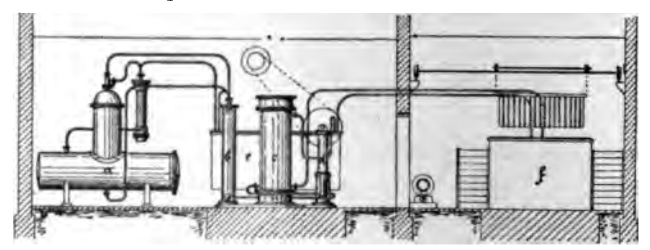


Fig. 15.

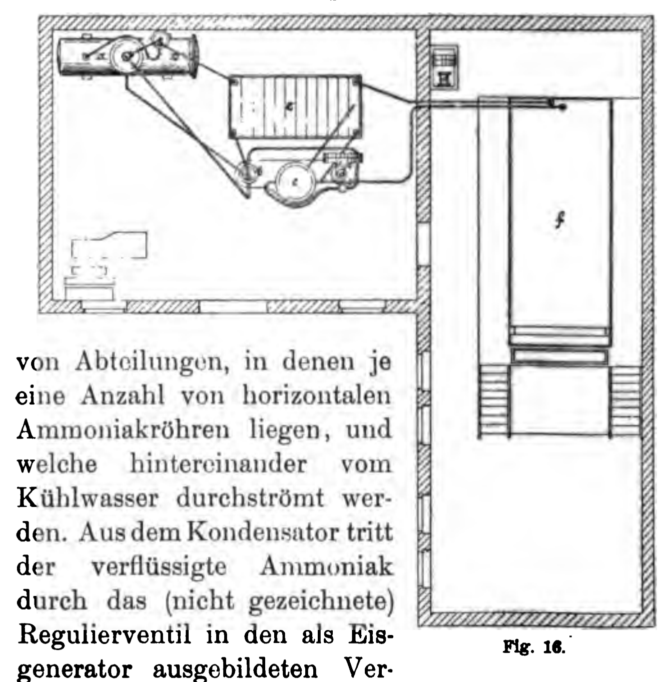


Fig. 16.

von Abteilungen, in denen je eine Anzahl von horizontalen Ammoniakröhren liegen, und welche hintereinander vom Kühlwasser durchströmt werden. Aus dem Kondensator tritt der verflüssigte Ammoniak durch das (nicht gezeichnete) Regulierventil in den als Eisgenerator ausgebildeten Verdampfer *f*, von da in den Absorber *c*, wo es sich mit der vom Kocher durch den Temperaturwechsler *b*

abfliefsenden armen Lösung vereinigt. Die stehende Transmissionspumpe *d* fördert alsdann die reiche Lösung durch den Wechsler *b* wieder in den Kondensator zurück, worauf der Kreislauf von neuem beginnt.

14. Bezeichnung der Kühlmaschinen in der Praxis nach ihrer Leistung. Wie wir im § 9 gesehen haben, hängt die Leistung einer Kompressionskühlmaschine bei gegebenen Verdampfer- und Kondensatortemperaturen vom stündlichen Hubvolumen des Kompressors, d. h. von den Dimensionen desselben und seiner Umdrehungszahl ab. Diese Zahlengröfsen werden nun von den Fabriken im allgemeinen nicht veröffentlicht, wenn sie auch nach dem Bezuge einer Anlage jeder Besitzer sich selbst entnehmen kann. Es würde nun keine Schwierigkeiten bieten, dieselben aus unseren früheren Darlegungen mit Hilfe einiger Annahmen ebenso abzuleiten, wie wir dies mit dem Arbeitsverbrauche gethan haben. Indessen würden derartige Ergebnisse bei der Verschiedenartigkeit der Annahmen, welche sich hauptsächlich auf das Verhältnis zwischen Cylinderdurchmesser und Kolbenhub beziehen, keinen allgemeinen Wert besitzen. Dagegen erscheint es wünschenswert, diejenigen Bezeichnungen hier kennen zu lernen, unter denen die Maschinen hauptsächlich verkauft werden. Hierüber gibt die nachstehende Tabelle, welche für die meisten Fabriken mit Ausschlufs der Gesellschaft für Lindes Eismaschinen mit geringen Abweichungen gültig ist, Auskunft. Die Bezeichnung der Kühlmaschinen geschieht hierin durch römische Ziffern, zwischen die man im Laufe der Zeit noch Zwischennummern eingeschoben hat. Die Tabelle enthält weiter die

Leistung der Maschine in 1000 Calorien pro Stunde und zwar für Süfswasserkühlung (+ 10° bis + 1°) und Soolekühlung (— 2° bis — 5°), sowie die stündliche Eiserzeugung, welche gewöhnlich bei einer Sooletemperatur von — 5° bis 6° erfolgt. Schliefslich ist derselben noch der tägliche Eisersatz in Zentnern (à 50 kg) hinzugefügt, welcher — nach amerikanischem, auch bei uns hie und da befolgtem Muster — diejenige Natureismenge angibt, deren Abschmelzen die Leistung der Kühlmaschine ersetzen würde. Dasselbe ist, wie man sofort sieht, durchaus nicht mit der täglichen Eiserzeugung der Anlage identisch, sondern stets viel gröfser, was einerseits in der relativ hohen Schmelztemperatur des Natureises (0°), anderseits aber in seiner wechselnden und im allgemeinen wenig gleichmäfsigen Beschaffenheit begründet ist. Daraus erklären sich auch die ziemlich weitgehenden Abweichungen in der Angabe des Eisersatzes.

Für die Eiserzeugung bedient sich auch die Gesellschaft für Lindes Eismaschinen einer der Tabelle VIII entsprechenden Nummernbezeichnung, nur mit dem Unterschiede, dafs sie die hier bis mit VIa und VII bezeichneten Gröfsen mit VII bzw. VIII benennt. Für Kühlmaschinenbetrieb dagegen nummeriert diese bedeutendste Firma nach dem Schema Tabelle IX.

Für die in den Tabellen aufgeführten Nummern sind in den besseren Fabriken Modelle vorhanden, sodafs die Herstellung meist keine neuen Konstruktionen erfordert. Fällt die erforderliche Leistung zwischen zwei Tabellenwerte, so hilft man sich nicht selten durch weiteres Ausbohren des Kompressorcylinders der nächst niederen Nummer oder

Tabelle VIII.

Modell Nr.		I	II	III	IIIa	IV	IVa	V	Va	VI	VIa	VII
Leistung in 1000 Cal. stündlich	von $+10^0$ bis $+1^0$	3,3	7	16	30	42	60	84	120	170	210	270
	von -2^0 bis -5^0	2,5	5	13	25	35	50	70	100	140	180	225
Eiserzeugung pro Stunde in kg		20	40	100	175	250	375	500	750	1000	1500	2000
Eisersatz pro Tag in Ctr. á 50 kg		15	30	80	140	200	300	420	600	840	1100	1400

Tabelle IX.

Modell Nr.		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18
Leistung in 1000 Cal. stündlich	von $+10^0$ bis $+1^0$	2,4	3,6	4,8	6	7,2	12	15,5	22	26	48	66	96	144	180	220	270	330	400
	von -2^0 bis -5^0	2	3	4	5	6	10	13	18	22	40	55	80	120	150	190	220	275	330

durch eine mäfsige Erhöhung der Umdrehungszahl. Natürlich müssen die Hilfsapparate (Verdampfer und Kondensatoren) den wirklichen Leistungen undnicht blofs den Tabellenangaben entsprechen, wenn die Maschine wirklich ökonomisch arbeiten soll.

Kapitel III.

Die Konstruktion der Kompressoren.

15. Die Ammoniakkompressoren. Entsprechend ihrer Wichtigkeit, behandeln wir zunächst die Ammoniakkühlmaschinen, für welche die verbreitetste derselben, die Lindesche, typisch geworden ist. Wir werden darum auch nur die letztere im Zusammenhange besprechen[1]) und an geeigneter Stelle abweichende konstruktive Einzelheiten anderer Firmen anführen.

Die liegenden Lindeschen Kompressoren treten in zwei Typen auf, welche sich hauptsächlich in der Geradführung des Kreuzkopfes unterscheiden und, was für die Zweckmäfsigkeit der Anordnung der beste Beleg sein dürfte, von ihrem ersten Auftreten an keine wesentliche Änderung erfahren haben. Die Geradführung mit flacher,

[1]) Von der Besprechung der mannigfachen stehenden Bauarten, wie sie in Amerika üblich sind, kann hier um so eher abgesehen werden, als dieselben trotz mehrfacher Versuche in Europa keinen Eingang gefunden haben. Siehe hierüber ausführliche Mitteilungen von Prof. M. F. Gutermuth in der Zeitschr. d. Vereins d. Ingenieure 1894, sowie von C. Schmitz in der Zeitschrift für die gesamte Kälte-Industrie 1895.

gehobelter Kreuzkopfbahn und aufgeschraubten Führungslinealen (nach dem Vorgange der Maschinenfabrik »Augsburg« siehe Fig. 17) zeichnet sich durch grofse Übersichtlichkeit und Zugänglichkeit aus,

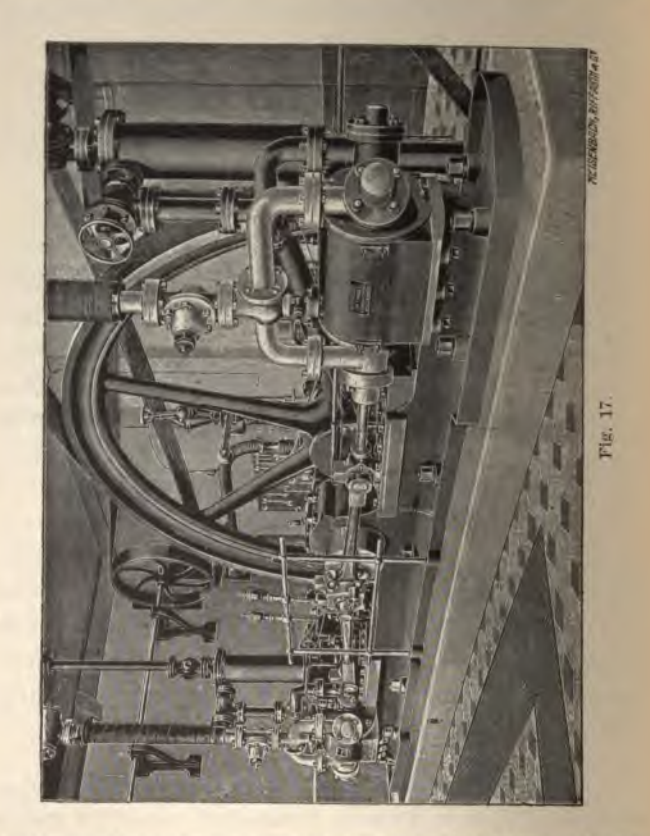


Fig. 17.

bedingt aber eine etwas teuere Bearbeitung, als die cylindrische, gebohrte Geradführung (nach dem Vorbilde der Gebr. Sulzer in Winterthur siehe Fig. 18). Bei der letzteren ist, da auch der Kompressorcylinder am Gestell durch cylindrische Pafsleisten

festgehalten wird, die Centrierung desselben mit der Kreuzkopfmitte erleichtert, wogegen das ganze Bett etwas schwerer ausfällt. Es dürften sich demnach

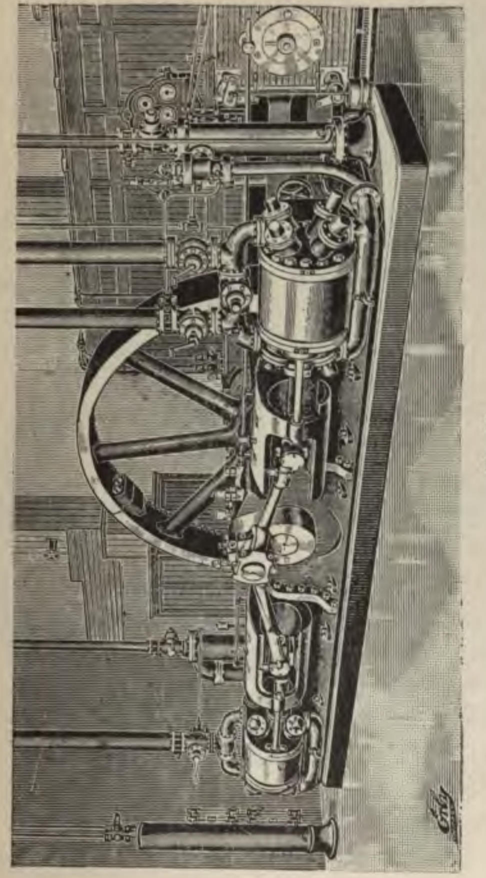


Fig. 18.

die Vor- und Nachteile beider Anordnungen ziemlich ausgleichen. Die in den Fig. 17 und 18 dargestellten großen Doppelkompressoren unterscheiden

sich, abgesehen von der Befestigung der Cylinder am Gestell, noch dadurch, dafs in Fig. 17 die Cylinderachsen nicht in eine Linie zusammenfallen wie in Fig. 18. Es ist dies bedingt durch den Angriff zweier Schubstangen an derselben Kurbel, von denen in Fig. 18 eine am Kurbelzapfen gegabelt ist und so den Kopf der andern umfafst, wodurch allein das Zusammenfallen der Cylinderachsen hier erreicht wird.

Aufserdem erkennt man in Fig. 18 eine kräftige Zugstange zwischen dem Cylinder und der Geradführung, welche ein Kippen des auf der Hinterseite am Gestell befestigten Cylinders verhindert, sowie dafs der Lagerbock für die Kurbelwelle mit den beiden Cylindergestellen durch Schrauben verbunden ist. Diese Anordnung wählt man besonders dann, wenn zunächst nur ein Kompressor benötigt wird, eine Verdoppelung der Anlage dagegen in Aussicht steht. Bei der in Fig. 17 dargestellten, aus einem Stück bestehenden Fundamentplatte für beide Cylinder ist man in diesem Falle genötigt, gleich anfangs die ganze Platte zu beschaffen, was natürlich gröfsere Kosten verursacht. Auch ist die Herstellung grofser Platten mit technischen Schwierigkeiten verbunden.

Für sehr grofse Kompressoren hat übrigens auch die Maschinenfabrik »Germania«, welche sonst die Augsburger Anordnung bevorzugt, runde Geradführungen angewendet. Der in Fig. 19 dargestellte Kompressor dieser Firma ist mit der sehr kräftig ausgebildeten Geradführung durch zwei Zugstangen verbunden und macht einen sehr soliden Eindruck. Die unmittelbare Verschraubung der Geradführung mit dem Cylinder nach dem Vorbilde

von Dampfmaschinen verbietet sich hier sowohl wie auch bei Fig. 18 mit Rücksicht auf die Zugänglichkeit der Stopfbüchse und der Ventile.

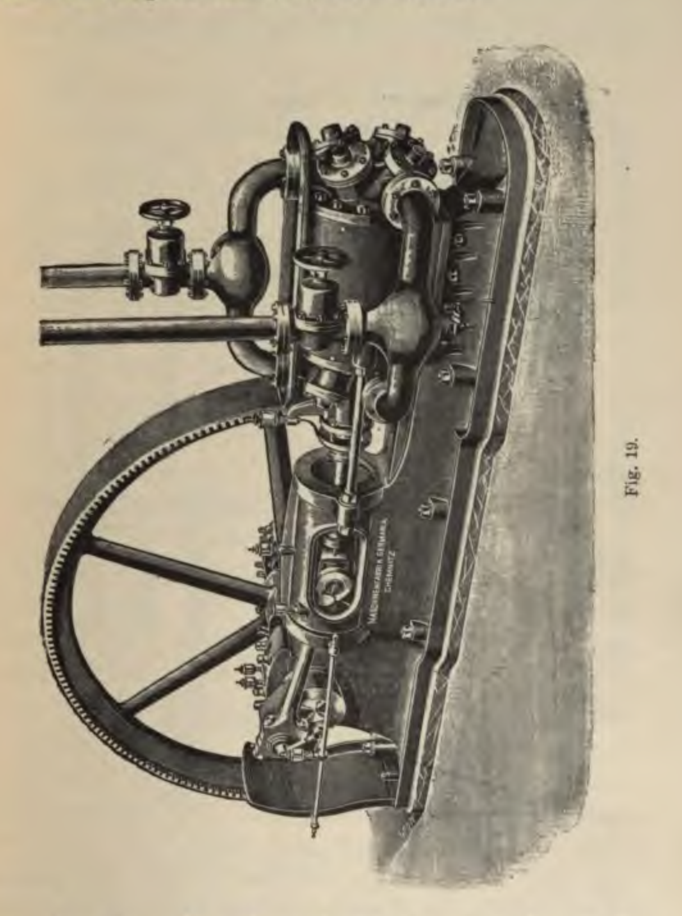


Fig. 19.

In Fig. 20, 21 und 22 ist nun der Querschnitt, Längsschnitt und Grundrifs eines Linde-Kompressors mittlerer Gröfse nach Augsburger Bauart dargestellt. Der einfach rohrartig gestaltete, mit

einem Blechmantel sauber verschalte Cylinder trägt an beiden Enden Deckel in Form von Kugelhauben, an denen unmittelbar die Ventilgehäuse angegossen sind. Der vordere Deckel enthält aufserdem noch

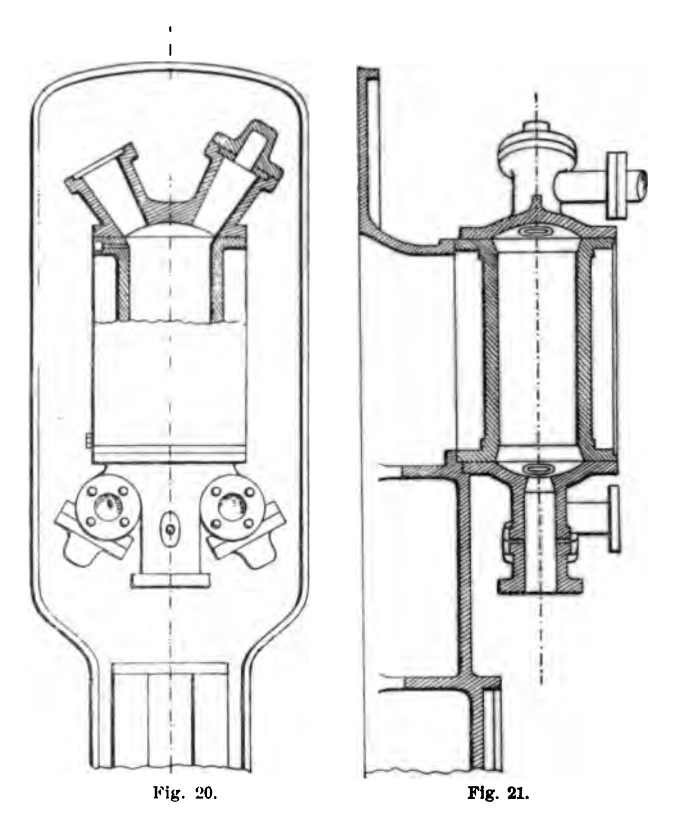


Fig. 20. Fig. 21.

die Stopfbüchse. Das Ganze ruht auf gehobelten Arbeitsleisten der hohlen Grundplatte, deren Fufs zu einer weiten Tropfschale zur Ansammlung des herabtropfenden Öles sowie der von den Laufventildeckeln beim Stillstande abthauenden Bereifung ausgebildet ist. Bei nach oben führenden Saugleitungen

empfiehlt es sich, auch unmittelbar über dem Kompressorcylinder eine Tropfschale (siehe Fig. 19) anzubringen, welche das Herabrinnen von Wasser an der Cylinderverschalung und damit deren Verrostung verhütet.

Die Achsen der konisch ausgebohrten Ventilgehäuse liegen horizontal und bilden mit der Cylinderachse einen Winkel von 30° bis 50°. Nur auf diese Weise ist es möglich gewesen, die Ventile mit hinreichendem Durchgangsquerschnitt ohne Vergröfserung des schädlichen Raumes in den Deckeln unterzubringen und doch noch Raum für die Stopfbüchse im vorderen Deckel übrig zu behalten. Die stählernen Ventile selbst sind flache Teller (siehe Fig. 23 und 24), deren Spindeln nur je einen Ansatz tragen zur Aufnahme des Federdruckes. Dieser Ansatz befindet sich beim Saugventil am äufsern Ende, beim Druckventil, wo er zugleich einen Teil der Führung übernimmt, ungefähr in der Mitte der Spindel. Da er mit dieser immer aus einem Stück herausgedreht ist, so müssen die Spindelführungen, um das Einsetzen zu ermöglichen, zweiteilig sein. Sie lehnen sich, durch Rippen verstärkt, an die eigentliche Ventilbüchse, welche, wie das Gehäuse, konisch gedreht ist und durch Deckel in dasselbe hineingeprefst wird. Die Ventilsitze bestehen aus feinkörnigem Gufseisen. Die Teller sind nach dem Cylinderinnern zu kugelförmig, so dafs sie sich, ohne schädlichen Raum zu verursachen, voll-

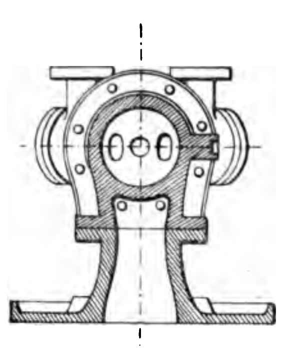


Fig. 22.

kommen der Kugelkalottenform des Cylinderdeckels anschmiegen. Neuerdings wird, um die Gefahr des Hineinfallens des Saugventils in den Cylinder zu ver-

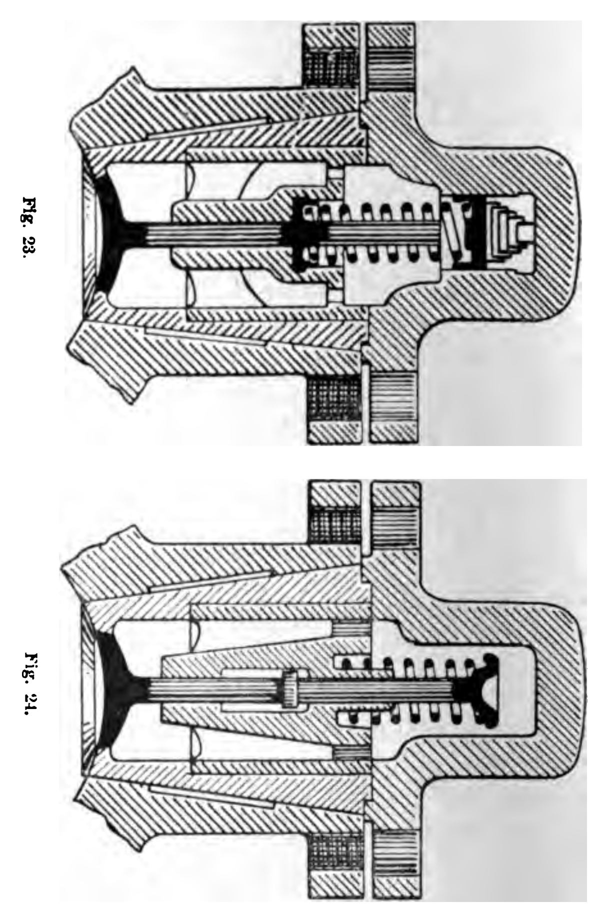


Fig. 23.

Fig. 24.

mindern, die Spindel desselben häufig mit einem schwachen Anlauf in der Mitte versehen, für welchen naturgemäfs die Führung eine Erweiterung besitzen mufs. Aufserdem hat sich zum Auffangen des Druck-

ventils eine im Deckel angebrachte, durch eine konische Feder gestützte Platte als zweckmäfsig erwiesen.

Beim Schlufs des Druckventils dient der Federteller, welcher seinerseits in die Führungsbüchse gut eingepafst sein mufs, als Luftpuffer. Die Wirkung eines solchen kann aber auch, wie die Fig. 25. u. 26 nach Ausführung der Firmen L. Seyboth in München sowie der A.-G. »Atlas« in Kopenhagen zeigen,

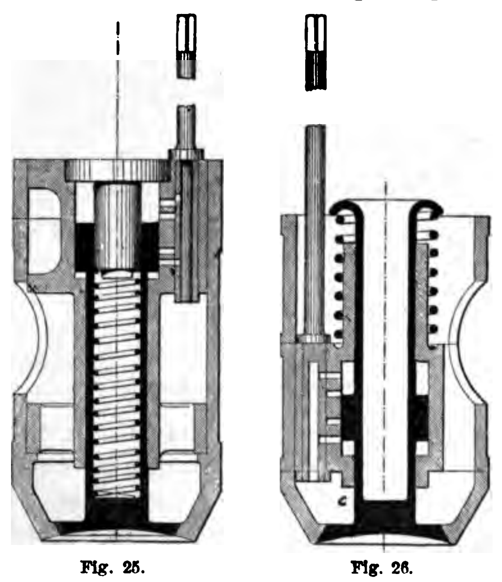


Fig. 25. Fig. 26.

von aufsen dadurch reguliert werden, dafs man die Verbindungskanäle der Puffergehäuse durch Schieber verengt bezw. erweitert. Die Einstellung der Schieber erfolgt am besten an der Hand von Indikatordiagrammen, aus denen man den richtigen Ventilschlufs erkennt, während gleichzeitig durch das Gehör das Geräusch beim Aufsetzen der Teller beobachtet wird. Ein unbefugtes Einstellen dieser Schieber sollte möglichst verhindert werden, damit nicht der

Schlufs der Ventile schleichend und erheblich verspätet wird.

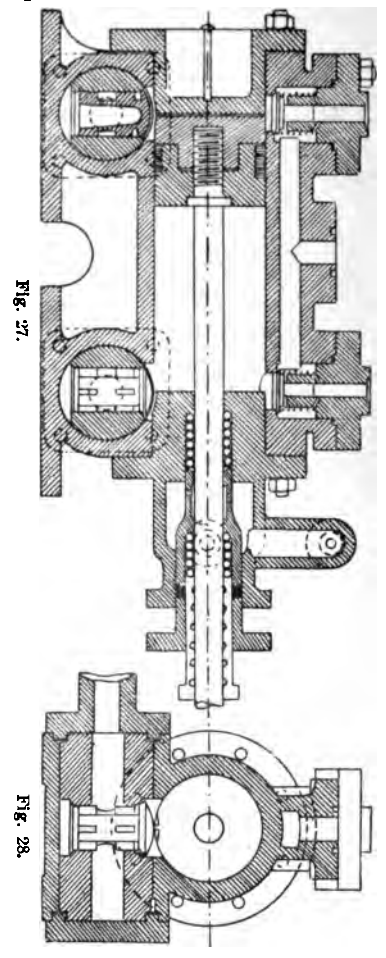

Fig. 27.

Fig. 28.

Wenig zweckmäfsig erscheint der Einbau von Ventilen ohne besondere Gehäuse, wie in Fig. 27 und 28, da es sehr schwierig sein dürfte, den für die Teller mafsgebenden Sitz mit dem Deckel, in welchem die Spindel des Druckventils sich bewegt, zu centrieren. Bei den Saugventilen dieser der Firma Kilbourn eigenen Konstruktion ist dieser Fehler vermieden. Dieselben befinden sich in besonderen Gehäusen, welche, ähnlich wie Corlifssche Rundschieber, in die Cylinderfüfse eingesetzt werden, wobei überdies eine Entfernung der Rohranschlüsse nicht notwendig ist. Als Übelstand dieser Anordnung dürfte eine bedeutende Vergröfserung des schädlichen Raumes empfunden werden.

Mit der mittleren Kolbengeschwindigkeit der Kompressoren geht man mit Rücksicht auf das

exakte Spiel der Ventile und die Bewegungswiderstände in den Rohrleitungen nicht gern über 1 m pro Sekunde, woraus sich das Verhältnis des Cylinderdurchmessers zum Hube zu 0,6 bis 0,75, je nach der Gröfse der Maschine ergibt. Der freie Gesamtquerschnitt der Saugventile und der Saugleitung soll dabei $^1/_{10}$ bis $^1/_{12}$, derjenige der Druckventile und der Druckleitung möglichst nicht unter $^1/_{15}$ der wirksamen mittleren Kolbenfläche des Kompressors betragen, entsprechend Dampfgeschwindigkeiten von 10 bis 15 m pro Sekunde. Es ist übrigens unvermeidlich, dafs diese Geschwindigkeiten während der kurzen Zeit des Passierens der Ventile auf das Doppelte und Dreifache dieser Werte ansteigen, weil erfahrungsgemäfs die Ventile, vor allem unter dem Einflufs starker Federn, nicht immer einen Hub von $^1/_4$ ihres freien Querschnittes erreichen, wie es die Theorie erfordert. Aus diesem Grunde ist es zweckmäfsig, die Federn so schwach als möglich zu wählen, ohne doch dabei den raschen Ventilschlufs zu beeinträchtigen.

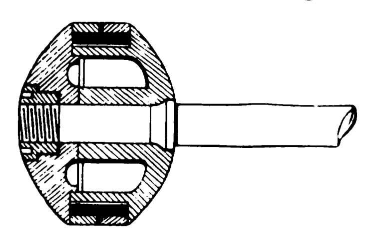


Fig. 29.

Der Aushöhlung des Deckels entspricht die Form des Kolbens (Fig. 29), der aus zwei hohlen Gufsstücken besteht, welche durch eine auf dem Ende der Kolbenstange sitzende versenkte Mutter aneinandergeprefst werden und so die Kolbenringe und die darunter befindliche Spannfeder festhalten.

Wie schon aus Fig. 17 bis 19 ersichtlich, vereinigen sich die Rohre der Saug- und Druckventile

paarweise zu einer Saug- und einer Druckleitung, die ihrerseits mit je einem Absperrschieber bezw. Hahn versehen sind. Diese Organe müssen, wie alle vorerwähnten, ganz aus Eisen bestehen, da Kupfer, Bronce oder Messing vom Ammoniak angegriffen werden würde. Ihre Form ist aus den

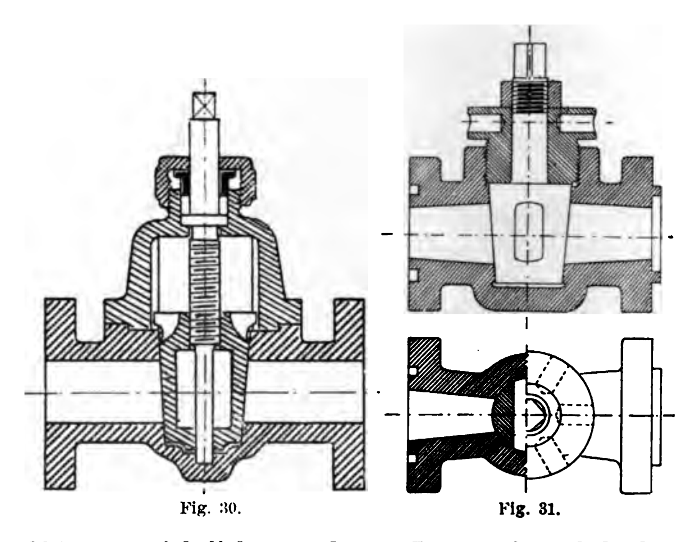


Fig. 30. Fig. 31.

Skizzen ersichtlich, von denen Fig. 30 einen Schieber an Linde-Maschinen, Fig. 31 dagegen einen Hahn Kilbournscher Anordnung darstellt. An der gemeinsamen Druckleitung, jedoch noch vor dem Absperrorgan, befindet sich ein kleiner, mit Schlauchanschlufs versehener Hahn (in Fig. 18, wo die Druckleitung unterhalb des Kompressors verläuft, ersichtlich), durch welchen man vor dem Öffnen des Kompressors zu Reparatur- oder Revisionszwecken diesen selbst bei geschlossenem Absperrorgan in der Saug- und Druckleitung rasch entleeren kann. Das Ammoniak wird in diesem Falle

am einfachsten vermittelst eines Gummischlauches in Wasser geleitet, von dem es rapid absorbiert wird.

Einen der wichtigsten Bestandteile des Kompressors bildet die Stopfbüchse, deren Aufgabe nicht nur darin besteht, das Entweichen von Ammoniak, sondern auch das Eindringen von atmosphärischer Luft und Wasser sowohl in flüssiger wie auch in Dampfform in das Innere der Maschine zu verhindern. Von ihrer zweckmäfsigen Konstruktion und Instandhaltung hängt demnach, da der Kreisprozefs des Ammoniaks ein geschlossener ist, die Betriebssicherheit der Maschine in hervorragender Weise ab. Linde gelang es zuerst, unter Einfügung einer sogen. Laterne, d. h. eines an der Kolbenstange nicht anliegenden, durch Stege verbundenen Doppelringes zwischen Baumwollringe, die mit stumpfen Enden aneinanderstofsen, dadurch eine vollauf befriedigende Lösung zu finden, dafs er den so geschaffenen Zwischenraum dauernd mit Öl gefüllt hielt und mit der Saugleitung des Kompressors verband (Fig. 32 und 33), zu welchem Zwecke der Stopfbüchsenhals an zwei gegenüberliegenden Stellen angebohrt ist. Der Grundring der Stopfbüchse besteht aus Weifsmetall; die Brille, welche vermittelst eines Gummiringes sanft auf die Baumwollpackung geprefst wird, enthält einen Hohlraum, durch welchen eine vermittelst Schnurlauf angetriebene kleine Pumpe (dicht unter der Stopfbüchse auf dem Bettbalken befestigt) fortwährend Kompressoröl (auch Bakuöl, nach seinem Gewinnungsorte genannt) hindurchdrückt (Fig. 33). Mit diesem Ol sind auch die Baumwollzöpfe vor ihrem Einbringen in die Büchse zu tränken. Ein Teil des

Oles läuft durch ein Röhrchen wieder ab, während der Rest durch die Kolbenstange mit in das Kom-

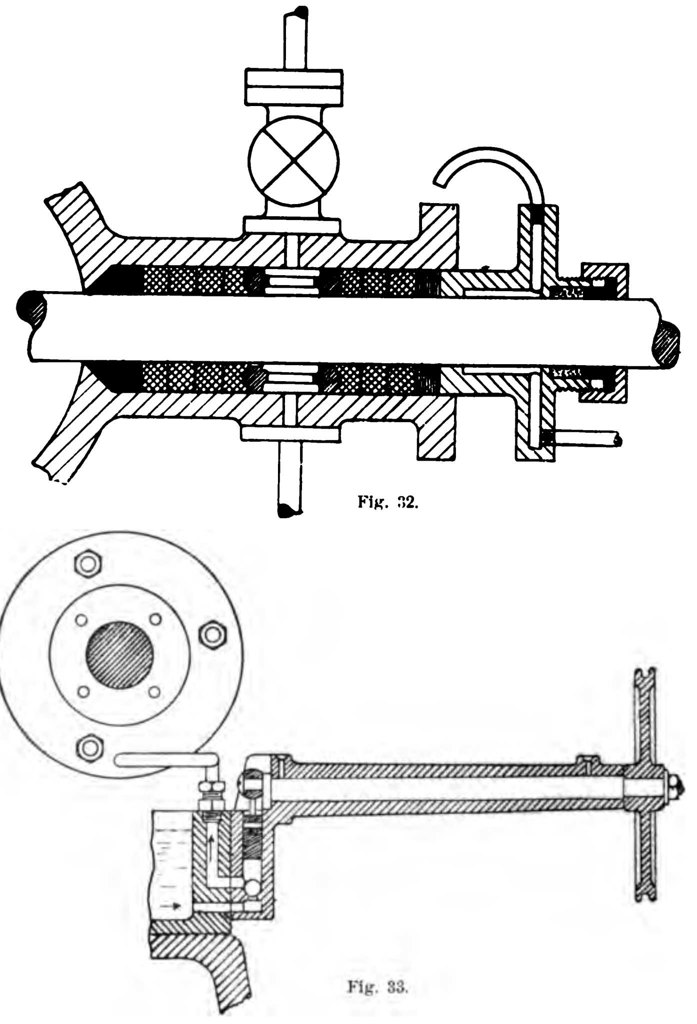


Fig. 32.

Fig. 33.

pressor-Innere gezogen wird. Durch später zu besprechende Vorrichtungen wird der gröfste Teil

dieses ins Innere gelangten Öles wieder abgeschieden, da es sonst den Wärmedurchgang durch die Kondensator- und Verdampferrohre verschlechtern würde.

Das mit der Pumpe verbundene Ölgefäfs (Fig. 33) sollte übrigens sorgsam vor dem Eindringen von Wasser, insbesondere des an den kalten Aufsenwandungen der Saugseite gebildeten und beim Still-

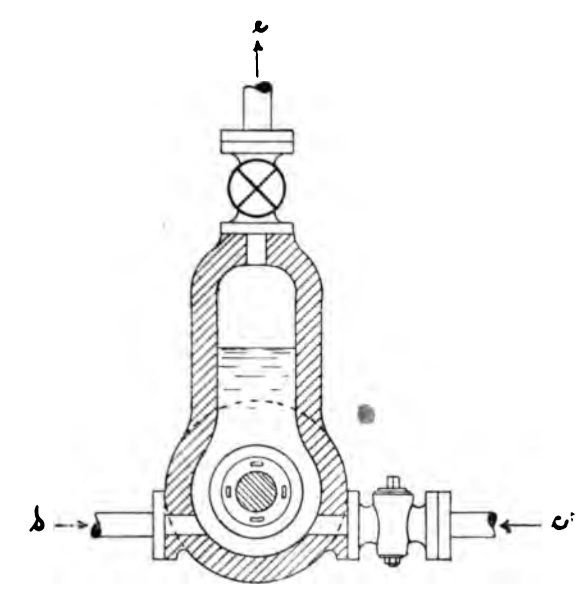


Fig. 34.

stande herabtropfenden Niederschlages geschützt werden, da dieser sonst mit all seinen Verunreinigungen durch die Ölpumpe in die Maschine gelangt und deren Wirkung empfindlich beeinträchtigt.

Die Lindesche Stopfbüchse wurde später von Fixary dadurch abgeändert, dafs er, wie aus Fig. 34 und 35 ersichtlich, die Ölkammer beträchtlich erweiterte, den Stopfbüchsenflansch mit einem ring-

förmigen, nach aufsen abgedichteten Hohlraum versah, in welchem er etwas vom Kondensator durch *a* kommendes Ammoniak vermittelst eines Regulierhähnchens verdampfen liefs. Die so erzielte Kälte-

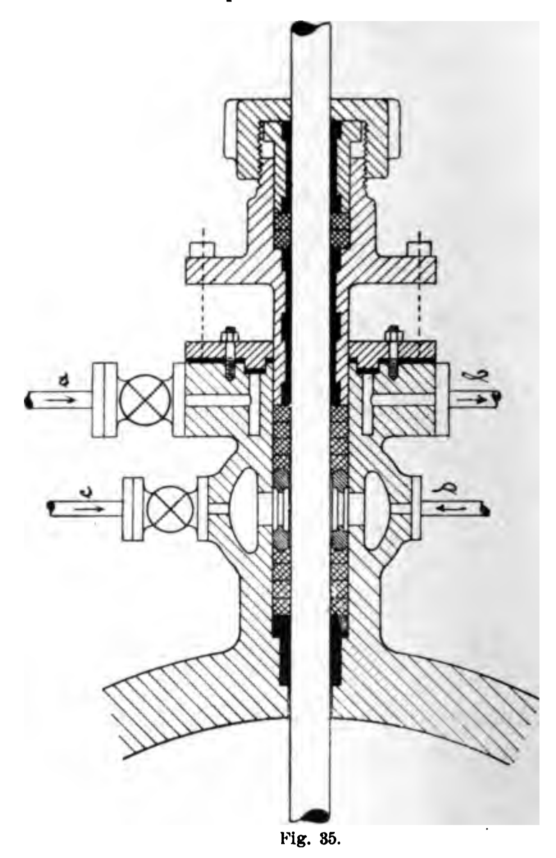


Fig. 35.

wirkung bringt das in der Baumwollpackung befindliche Öl zum Gefrieren, so dafs nach aufsen ein guter Abschlufs erreicht wird. Da nun die Erfahrung lehrte, dafs die Stopfbüchse bei einiger Achtsamkeit auch ohne diesen Gefrierprozefs abdichtete, so unter-

bleibt das Durchleiten von Ammoniak gewöhnlich in der Praxis und die Handhabung der Fixaryschen Stopfbüchse unterscheidet sich von derjenigen der Lindeschen nur durch die unmittelbare Einführung des Öles von *c* und *d* aus in den Hohlraum an die Laterne, der auch hier durch *e* mit der Saugleitung in Verbindung steht.

Da das fortwährende Durchleiten von Öl durch die Büchse eine gewisse Aufmerksamkeit seitens der Maschinisten erfordert und wegen der dazu notwendigen kleinen Ölpumpen eine Komplikation mit sich bringt, so lag es bei den Erfolgen der Metall-

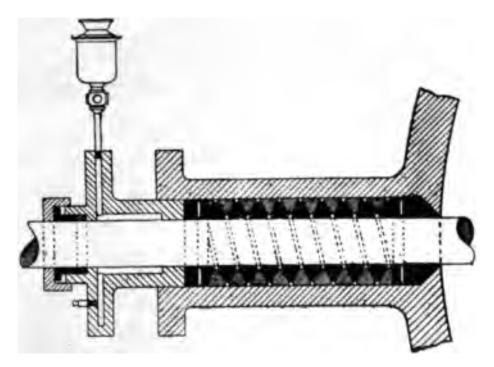


Fig. 36.

packungen für Dampfmaschinen nahe, dieselben auch bei Kompressoren anzuwenden. Die beste Lösung gelang hier dem Maschinenmeister Friese (Dortmund), welcher zwei ineinandergeschraubte Spiralen mit dreieckigem Querschnitt, aber abgestumpften Ecken derart in die Büchse einführte, dafs eine derselben, aus Weifsmetall bestehend, mit den flachen Seiten der Dreikante an der Kolbenstange, die andere stählerne dagegen, an die Innenwand der Büchse durch Anziehen der Brille angeprefst wird (Fig. 36).

Die Brille selbst enthält einen Hohlraum, dem Öl durch eine gewöhnliche Schmierbüchse zugeführt wird, und drückt auf die Metallpackung vermittelst eines oder zweier im ganzen (d. h. unaufgeschnitten) eingelegter Gummiringe. In neuester Zeit hat man auch die Vorteile der Metallpackung mit denen der Laterne zu vereinigen gesucht, indem man den Hohlraum der letzteren zwischen zwei Serien von metallenen konischen Halbringen (Howaldtpackung) verlegte, welche durch eine kräftige Spiralfeder auseinandergehalten werden. Der Druck dieser Feder, welcher von der Brille aufgenommen wird, überträgt sich dann auf die konischen Ringe. Indessen scheint sich diese Kombination nicht besonders bewährt zu haben, da sie von einer der bedeutendsten Firmen wieder verlassen wurde.

Bei allen vorstehenden Stopfbüchsen[1]) wird das Heraustreten des Öles, mit dem alle Dichtungsringe schon vor dem Eindringen getränkt werden, aus der Brille durch eine schwache Filzpackung, welche durch einen Ring und eine Überwurfmutter festgehalten ist, bewirkt.

Die dauernde Dichtheit aller Stopfbüchsen ist nun an die Bedingung geknüpft, dafs die Temperatur während der Kompression nicht zu hoch ansteigt. Läfst sich dies infolge hoher Zuflufstemperatur des Kühlwassers (in den Tropen) nicht vermeiden, so mufs der Verdichtungsvorgang auf zwei Cylinder verteilt werden, von denen nach dem Vorgang der Linde-Gesellschaft (Fig. 37) der Niederdruckkom-

[1]) Über einige andere Stopfbüchsen siehe den Aufsatz von C. Schmitz, Zeitschr. f. d. ges. Kälte-Industrie 1895. Heft 9 bis 12, dem auch einige der vorstehenden Figuren entnommen sind.

pressor A die Stopfbüchse enthält, während der Hochdruckkompressor B an die Hinterseite angeschlossen wird. Der Zwischenraum D wird mit dem Saugrohr des Niederdruckcylinders verbunden, während die Zwischenkammer C über beiden Cylindern angeordnet ist. Der Gesamtaufbau der Maschine ändert sich hierdurch nicht erheblich.

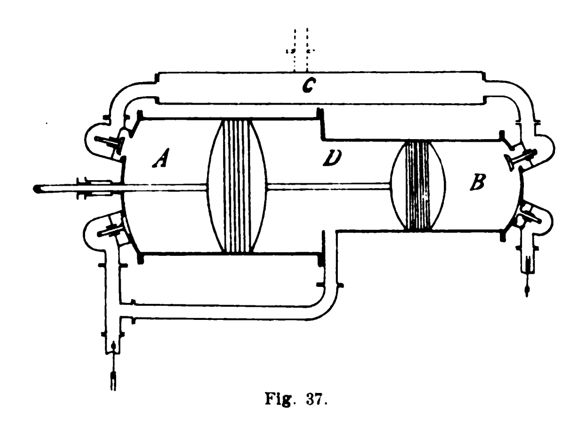


Fig. 37.

16. Regulierung und Ölabscheidung an Ammoniakmaschinen. Das Regulierventil, welches die Abdrosselung beim Übertritt des flüssigen Kälteträgers aus dem Kondensator in den Verdampfer bewirkt, besteht bei den meisten Ammoniakmaschinen aus einem normalen Ventilkonus (siehe Fig. 38), welcher drehbar auf der Spindel sitzt und einen längeren, sehr steilen weiteren Konus trägt. Dem letzteren fällt, da er je nach der Hubhöhe den Durchgangsquerschnitt bestimmt, die eigentliche Regulierung zu. Die Einstellung des Ventils geschieht vermittelst eines Handrades auf Grund der Beobachtung des Manometers am Kondensator und Verdampfer, bezw. mit Rücksicht auf die Temperatur des Druckrohres

am Kompressor, welches bei dem bisher üblichen nassen Kompressorgange sich noch bequem mit der Hand berühren lassen soll. Bei dem in neuester Zeit beliebteren überhitzten Kompressorgange[1]), der nicht nur erfahrungsgemäfs für die Maschine unschädlich, sondern auch für ihre ökonomische Leistung günstiger sich erwiesen

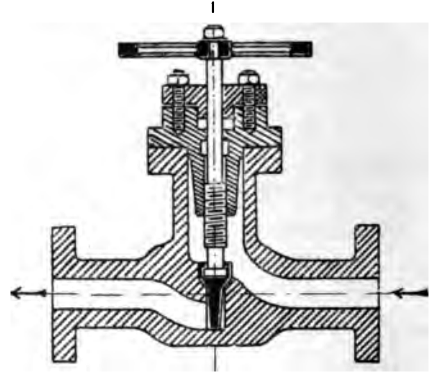


Fig. 38.

hat, versagt die zuletzt genannte, einfache Kontrolle, und der Maschinist ist lediglich auf die Beobachtung der Manometer angewiesen, wenn in die Druckleitung hinter dem Kompressor keine Thermometer eingesetzt sind.

Um nun den Beharrungsgegenstand der Maschine, sobald derselbe einmal erreicht ist, von dem Maschinisten möglichst unabhängig zu machen, hat man zunächst versucht, die Stellung des Regulierventils von aufsen kenntlich zu machen, etwa durch

---

[1]) Derselbe tritt schon ein, wenn der Kompressor gerade trocken gesättigten Dampf ansaugt, wie wir in unseren Beispielen in Kap. II voraussetzten.

eine Skala am Umfange des Handrades. Linde schlug dagegen einen anderen Weg ein; er bildete das Regulierventil zu einem rotierenden Hahne aus, dessen Küken (siehe Fig. 39) einen rechtwinkligen Kanal besitzt, welcher dauernd mit einem durch Handrad *H* und Kolben *B* in seinem Volumen veränderlichen Hohlraum *R* in Verbindung steht. Im Verlaufe der Rotation, die vom Kompressor abge-

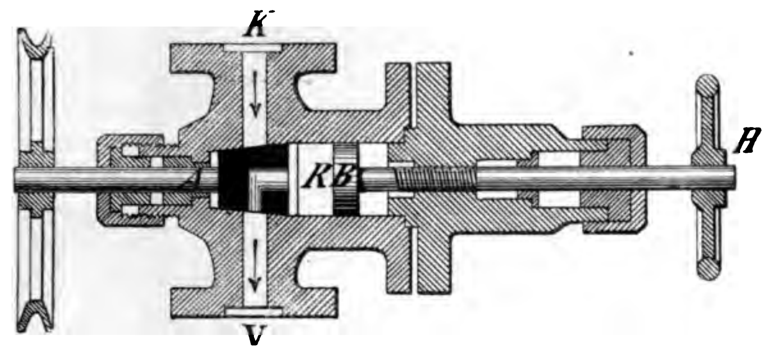


Fig. 39.

leitet und durch den Schnurlauf *S* auf die Spindel *A* übertragen wird, füllt sich der Hohlraum *R* zunächst aus der vom Kondensator kommenden Leitung *K* und gibt seinen Inhalt darauf an die Verdampferleitung *V* ab. Die Regulierung beschränkt sich hierbei auf die einmalige Einstellung des Handrädchens *H*. Obwohl sich diese Anordnung im grofsen und ganzen bewährt hat, suchte Linde dieselbe noch weiter auszubilden, und gelangte er zu dem in Fig. 40 dargestellten[1]) Regulierventil, welches zugleich als Verteiler des Ammoniaks auf die ein-

[1]) Mit Benutzung der entsprechenden Abbildung in dem Artikel Prof. Lindes über Kältemaschinen in Luegers Lexikon der gesammten Technik.

zelnen Verdampferschlangenrohre wird. In den Hohlraum des Fufses tritt das flüssige Ammoniak und kommt dort zur Ruhe, so dafs mitgerissenes Öl sich zu Boden setzen und zeitweilig abgelassen werden kann. Das Hahnküken ist hier vertikal drehbar und verbindet durch eine Öffnung des Mantels den Hohlraum bei jeder Umdrehung einmal mit jeder in das Gehäuse direkt mündenden Verdampferschlange. Infolge der gleichmäfsigen Verteilung auf die Rohre wird deren Heizfläche besser ausgenutzt und, solange der Apparat in gutem Stande, d. h. das Küken dicht in der Büchse ist, eine beträchtliche Erhöhung der Leistung (bis zu 20 %) erzielt.

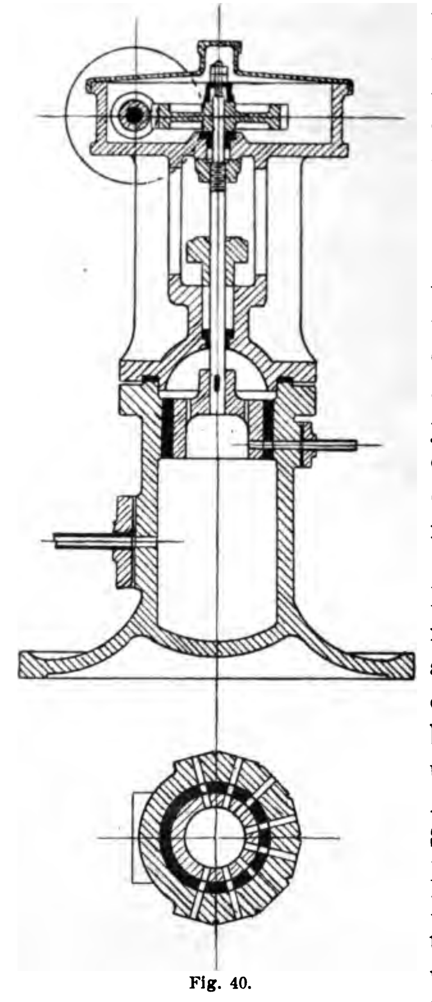


Fig. 40.

Von ganz besonderer Bedeutung ist für den Betrieb der Ammoniakmaschine die möglichste

Verhütung des Mitreifsens von Kompressoröl in die Rohrleitungen des Kondensators und Verdampfers, da diese sonst in ihrer Wirkung stark beeinträchtigt werden. Durch den überhitzten Kompressorgang wird übrigens die Trennung des Öles vom Ammoniak etwas erleichtert, weil das letztere bei höherer Austrittstemperatur aus dem Kompressor nur mehr in geringem Mafse vom Öl absorbiert,

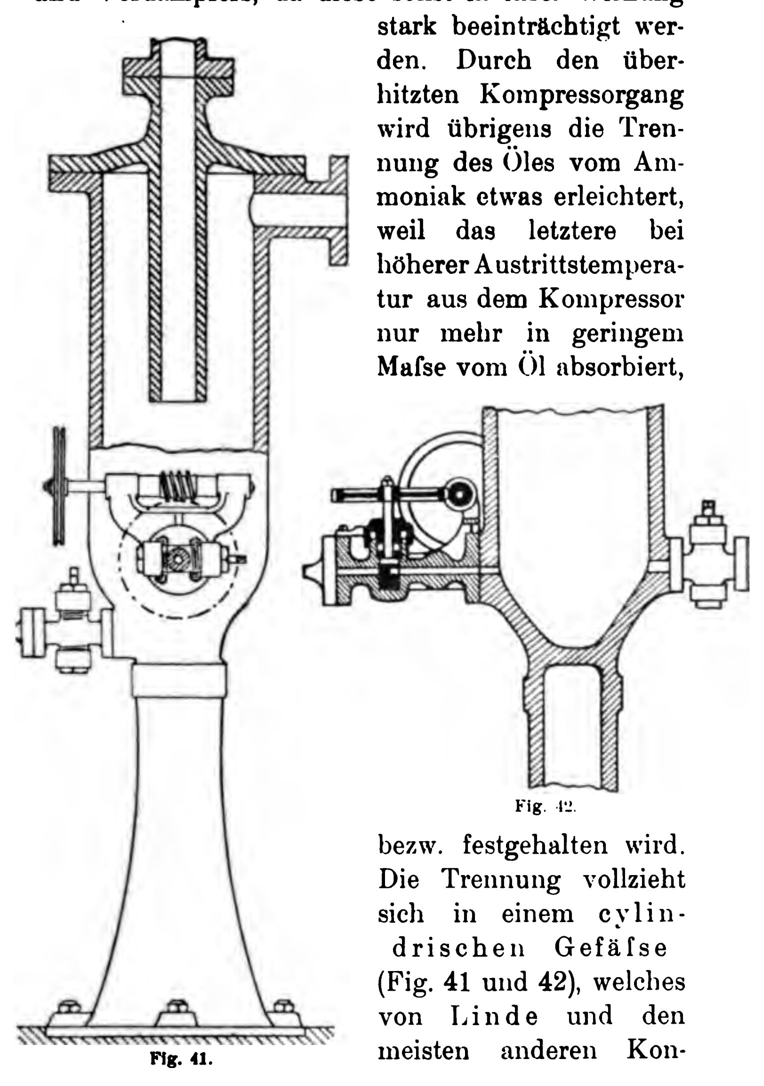


Fig. 42.

Fig. 41.

bezw. festgehalten wird. Die Trennung vollzieht sich in einem cylindrischen Gefäfse (Fig. 41 und 42), welches von Linde und den meisten anderen Kon-

strukteuren unmittelbar neben dem Kompressor aufgestellt wird und in welches das Druckrohr nach Passieren eines Rückschlagventils einmündet. Am Boden des Gefäfses sammelt sich das Öl an und wird durch eine Leitung, in welche ein stetig rotierender Hahn, der für jede Umdrehung einer bestimmten Ölmenge den Durchgang gestattet, einem Ölsammler zugeführt, während das entölte Ammoniak durch ein central in das cylindrische Gefäfs des Ölabscheiders eingeführtes Rohr nach dem Kondensator strömt. Der Ölsammler oder Öltopf (Fig. 43) ist mit einem offenen Mantel versehen, der mit warmem Wasser (etwa vom Rücklaufe des Kondensators) zum Austreiben des Ammoniaks aus dem im Inneren befindlichen Öl gefüllt werden kann. Das so entwickelte Ammoniak tritt in den Verdampfer oder besser noch in die Saugleitung des Kompressors über.

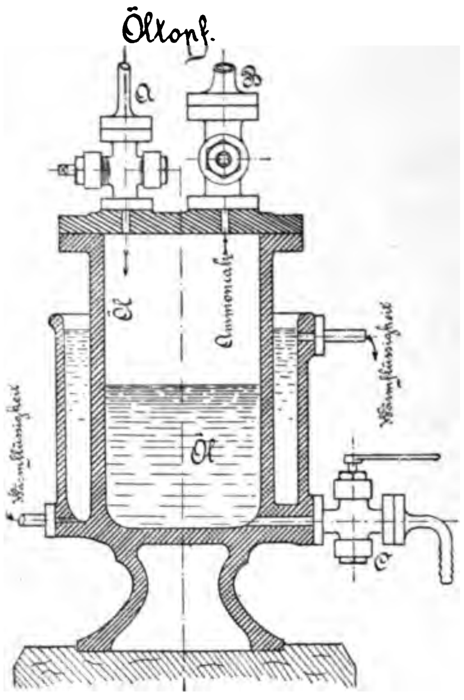


Fig. 43.

Die Maschinenbaugesellschaft vorm. Klett & Co. in Nürnberg hat beide Apparate, d. h. den

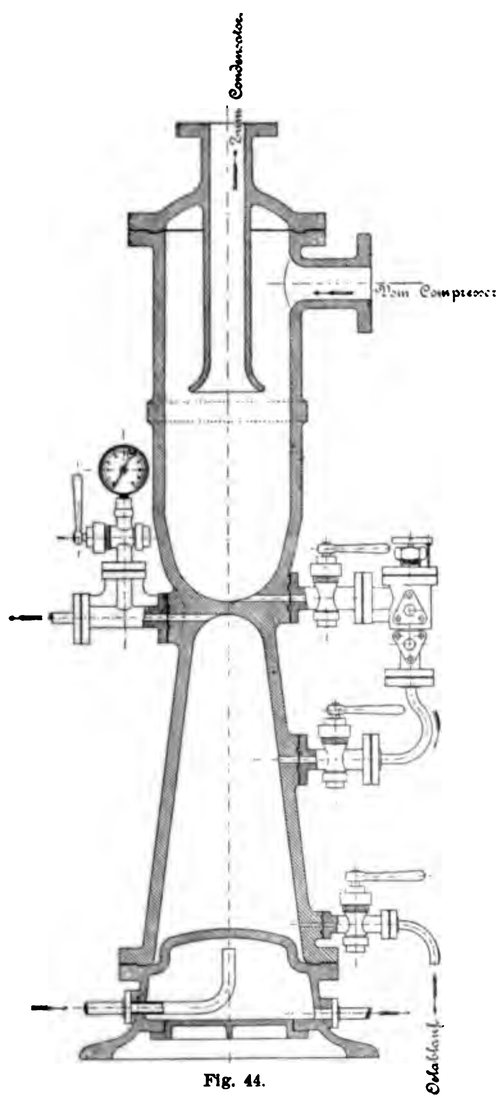


Fig. 44.

)labscheider und Sammler in geschickter Weise zu
›inem Ganzen vereinigt, indem sie den Fufs des

ersteren zum Öltopfe ausbildete (siehe Fig. 44) und diesen mit einem Doppelboden für Warmwasser zum Austreiben versah. Der Übertritt des Öles aus dem Abscheider in den Sammler vollzieht sich durch ein von Hand regulierbares Hähnchen, deren Funktion durch Schaugläser beobachtet wird (s. Fig. 45).

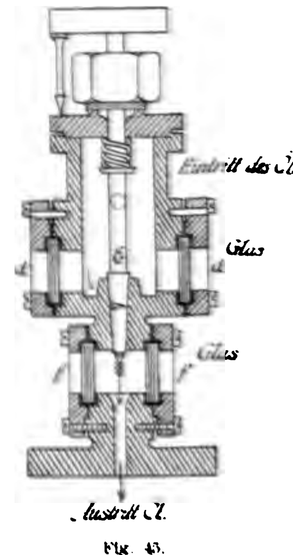


Fig. 45.

Die bisher besprochenen Abscheider werden unmittelbar hinter dem Kompressor in die Druckleitung eingeschaltet, um diese vor dem Verölen zu schützen.

Darum erscheint die Anbringung des Ölabscheiders am Kondensator nach dem Vorgange **Fixarys** weniger zweckmäfsig, da sich auf dem Wege bis dahin der anfänglich überhitzte Dampf schon erheblich abkühlt und die Trennung des Ammoniaks vom Öl teilweise schon in der Leitung vor sich geht. Der Abscheider ist in Fig. 46 dargestellt; er besteht aus einem unten erweiterten Gufseisenkörper mit centralem Eintritt und seitlichem Abgang des Ammoniaks, in welchen ein cylindrisches, unten trichterförmig gestaltetes und mit Öffnungen versehenes Blechgefäfs eingesetzt ist. In der Erweiterung vor dem Trichter des letzteren befinden sich Siebe, welche das Ammoniak passieren mufs und von denen das Öl abgefangen wird, um am unteren Ende den Abscheider zu verlassen und in den Ölsammler überzutreten. Der letztere ist als gufseiserner Topf ausgebildet

und im Innern mit einer Heizschlange zum Austreiben des Ammoniaks versehen. Jedenfalls ist dieser Ölabscheider auch konstruktiv verwickelter als die beiden vorgenannten.

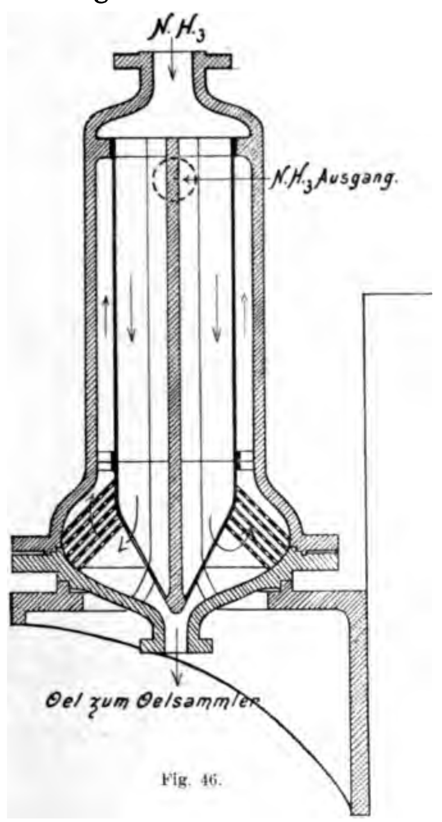


Fig. 46.

Durch ihren relativ grofsen Rauminhalt üben die Ölabscheider übrigens noch als Windkessel eine günstige Wirkung auf den Kompressor aus. Sie nehmen den ziemlich rasch und intermittierend ausgestofsenen Kompressorinhalt ohne nennenswerte Drucksteigerung auf, geben ihn gleichmäfsig an den

Kondensator weiter und verhindern so ein starkes Ansteigen des Überdruckes in den Druckventilen des Kompressors. Dieser günstige Einflufs kommt

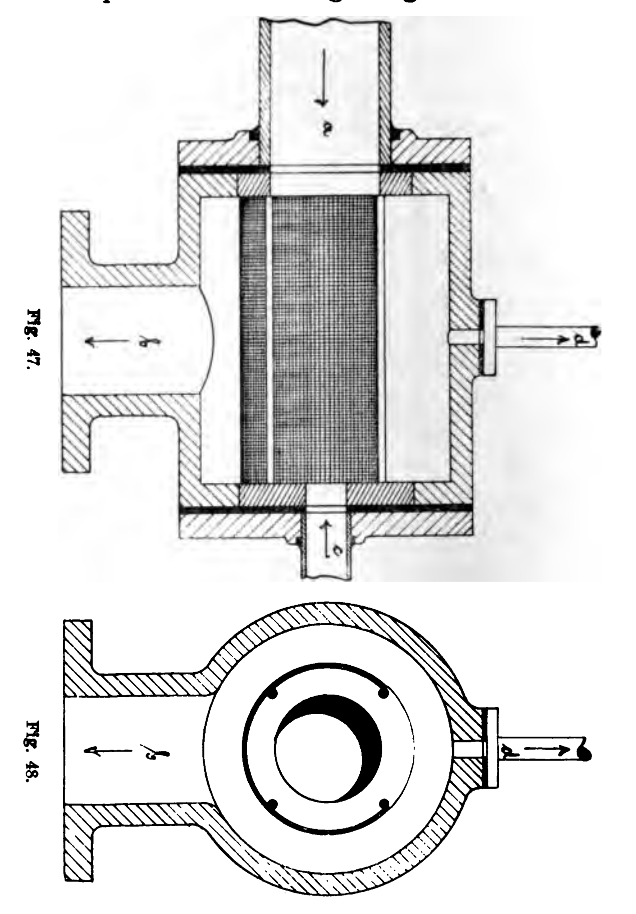


Fig. 47.

Fig. 48.

natürlich nur dann ungeschwächt zur Geltung, wenn sich der Olabscheider in unmittelbarer Nähe des zugehörigen Kompressorcylinders befindet und durch eine relativ weite Rohrleitung mit diesem verbunden ist.

Um das Mitreifsen fester Körper, z. B. von Hammerschlag aus den Rohrleitungen in den Kompressor zu verhüten, wird nahe dem letzteren in die Saugleitung aller Maschinen ein mit einem Sieb versehenes Gefäfs eingeschaltet. Dasselbe ist von Zeit zu Zeit nachzusehen und zu reinigen, damit nicht durch teilweise Verstopfung der Saugwiderstand zu hoch ansteigt oder gar das Sieb selbst zerrissen wird.

Dieser Übelstand wird durch einen Schlitz im Siebe gegenüber der Austrittsstelle vollständig vermieden. In Fig. 47 und 48 ist die von der Gesellschaft Linde gewählte cylindrische Form eines solchen Schmutzfängers dargestellt, in welchem bei *a* das Ammoniak ein- und bei *b* wieder nach dem Kompressor austritt. Bei *c* mündet dann noch ein Rohr ein, welches etwa durch die Stopfbüchse verschlichenes oder im Ölsammler abgeschiedenes Ammoniak zurückbringt, während bei *d* gewöhnlich das Rohr des Saugmanometers angeschlossen wird.

Schliefslich wird in der Druckleitung nach dem Vorgang Lindes noch ein gewöhnliches Rückschlagventil angebracht, welches im Falle eines plötzlichen Bruches (z. B. des Cylinderdeckels) sich schliefst und den Kondensator-Inhalt am Rückströmen verhindert.

Aus dem Vorstehenden ergibt sich, dafs strenggenommen in der Ammoniakmaschine drei verschiedene Kreisläufe sich vollziehen, und zwar neben dem Kreisprozefs des cirkulierenden Ammoniaks, welches in Fig. 49 durch starke Striche —— angedeutet ist, ein Kreislauf des Öles, angedeutet durch —·—·—, welches teils von der Stopfbüchse, teils aber, vom Ölabscheider *a* kommend,

sich im Öltopf *c* sammelt, wodurch das aus diesen ausgetriebene Ammoniak durch eine mit schwachem Strich ------ angegebene Leitung nach

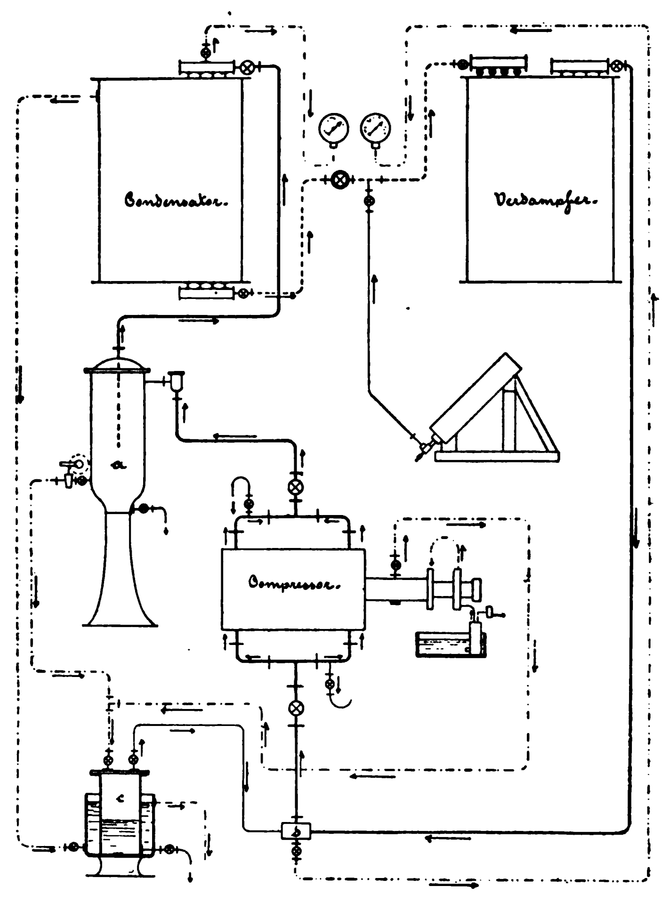


Fig. 49.

dem Schmutzfänger *d* der Saugleitung zugeführt wird. Dieselbe Bezeichnung hat die zum Füllen der Maschine mit Ammoniak aus einer ebenfalls

skizzierten Bombe dienende Leitung erhalten, welche in die durch ——— angedeutete Verbindungsleitung zwischen Kondensator und Verdampfer hinter dem Regulierventil einmündet. Als Erwärmungsflüssigkeit des Ölsammlers ist hier ablaufendes Kondensatorkühlwasser gedacht und dementsprechend beide Apparate durch eine Linie ·——·——· verbunden. Die Manometerleitungen sind mit —··—··— bezeichnet.

In Amerika, wo man mit der Überhitzung im Kompressor häufig sehr weit geht, verbindet man mit der Ölzuführung nicht selten eine Kühlung der Kompressoren, indem das Öl selbst in den Cylinder eingespritzt und nach seiner Abscheidung durch einen besonderen Ölkühler wieder abgekühlt wird (Verfahren des De la Vergne-Co.).

Das aus der Maschine abgeschiedene Öl wird fast immer unter Zugabe von frischem wieder verwendet. Es sollte dies indessen nur nach vorheriger Filtrierung geschehen und besonders darauf geachtet werden, dafs kein Wasser mit in die Maschine gelangt.[1]) Eine Vermischung mit Wasser tritt aber leicht in der Tropfschale der Stopfbüchse (Fig. 17) auf und zwar dann, wenn die Büchse bei kaltem Arbeiten sich aufsen beschlägt. Die Abscheidung des Wassers aus dem Öle geschieht am einfachsten durch starke Abkühlung des Gemisches, wobei auch die Harzbestandteile des Öles erstarren und dann durch ein Filter aufgefangen werden können. Eine geschickte Vereinigung desselben mit der Abkühlungsvorrichtung (B. Weiser in Basel) ist in Fig. 50 dargestellt. In einem durch Holz gut isolierten

[1]) Über den Einflufs der Verunreinigungen des NH_3 siehe oben § 7.

Blechgefäfs *a* befinden sich Verdampferschlangen *k h i n*, durch welche der Kälteträger selbst nach Bedarf geleitet wird. In dieses Gefäfs wird durch *e*

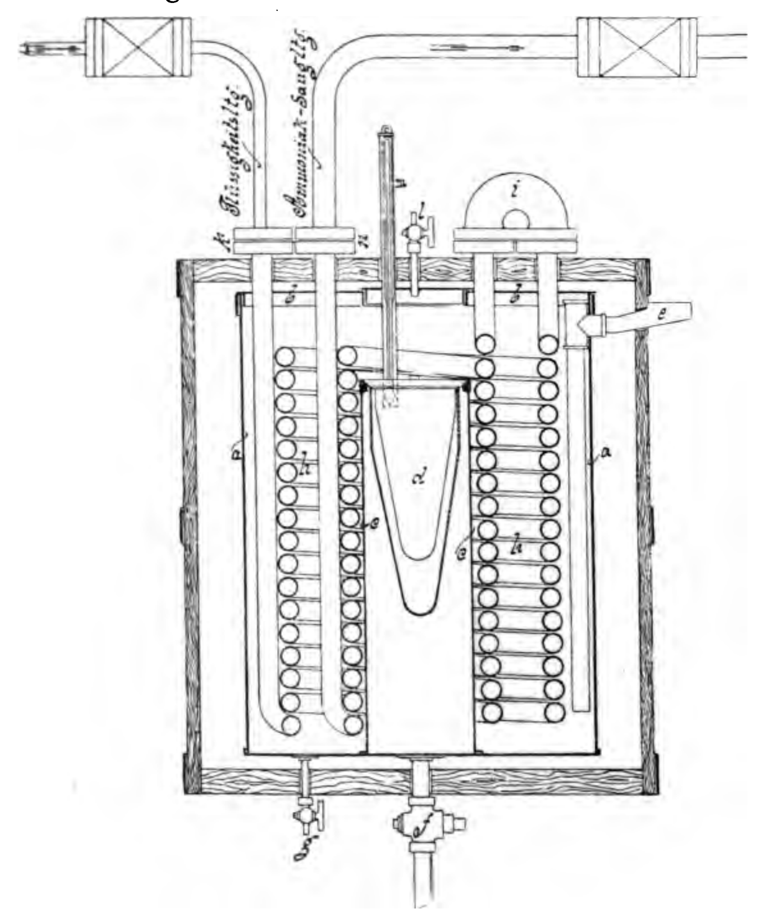


Fig. 50.

das zu reinigende Öl eingeführt, steigt dort empor und gelangt, tief abgekühlt, in den mit einem Sieb und Filtermaterial *d* versehenen Innenraum, aus dem

es durch den Hahn *f* rein abgelassen werden kann. Durch das Hähnchen *g* kann der Apparat entleert, durch *l* entluftet werden, während ein Thermometer *m* die Überwachung erleichtert.

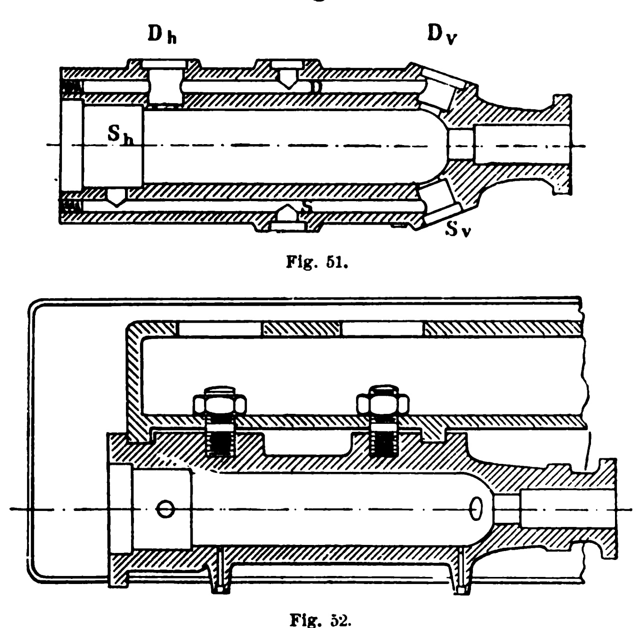


Fig. 51.

Fig. 52.

17. Die Kohlensäure-Kompressoren. Die Grundsätze, welche für die Konstruktion dieser Kompressoren mafsgebend sein müssen, sind: Widerstandsfähigkeit gegen sehr starke Pressungen und Dichtheit. Die erstere erfordert für den Cylinder ein zähes blasenfreies Material (sehr feinkörniges Gufseisen bezw. Stahlgufs) und kleine Durchmesser, damit die Wandstärken nicht übermäfsig grofs zu sein brauchen, wodurch bekanntlich die Reinheit des Gusses beeinträchtigt wird. Die Dichtheit gegen Gasverluste hingegen erfordert neben tadellosem

Material eine möglichst geringe Zahl von Rohranschlüssen sowie Stopfbüchsen. Die Zahl der Rohranschlüsse wird im Gegensatze zu den Ammoniakmaschinen, bei denen jedes einzelne Ventil äufserlich mit dem betreffenden Rohre verbunden ist, meistens dadurch vermindert, dafs die Druckventile, welche fast immer oben angeordnet sind, einen gemeinsamen, in den Cylinder eingegossenen Druckkanal besitzen (siehe Fig. 51 bis 56).

Von den Saugventilen ist fast stets eines mit dem hinteren Deckel vereinigt, während die Vorderseite entweder ein schräg nach unten gerichtetes, oder zwei schräge seitliche Saugventile besitzt, deren Unterbringung eine kugelförmige Ausbildung des vorderen Cylinderbodens bedingt. Die erstere Anordnung (Fig. 51 bis 53 Konstruktion von Escher, Wyss & Co. in Zürich) ist gewöhnlich bei Cylindern zu finden, welche durch gedrehte Arbeitsleisten mit dem Gestell seitlich verbunden sind und daher die Unterseite des Cylinders für einen centralen Rohranschlufs sowie für ein nach unten gerichtetes vorderes Saugventil freilassen. Hier ist naturgemäfs ein gemeinsamer Saugkanal am Platze.

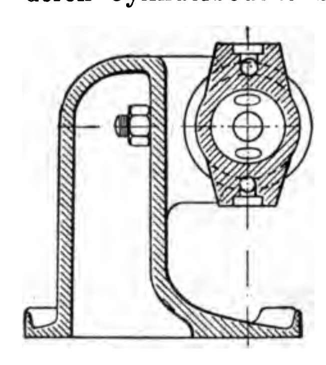


Fig. 53.

Bei der zweiten Anordnung, welche von der Firma L. A. Riedinger in Augsburg ausgebildet wurde, ist es nicht mehr angängig, das vordere Saugventil nach unten zu verlegen, und man ist gezwungen, statt dessen zwei seitliche anzuordnen (Fig. 54 bis 56). Der Saugkanal für diese Ventile

ist ebenfalls an der Unterseite des Cylinders eingegossen und nahe dem hinteren Ende mit dem Rohranschlufs verbunden. Es wäre ein leichtes, auch das im hinteren Deckel befindliche Saugventil direkt hieran anzuschliefsen; man versieht indessen dasselbe lieber mit einer seitlichen, besonderen Öffnung, da es sonst die Wirkungsweise der vorderen Ventile infolge der unsymmetrischen Lage gegenüber dem Saugkanal ungünstig beeinflussen würde.

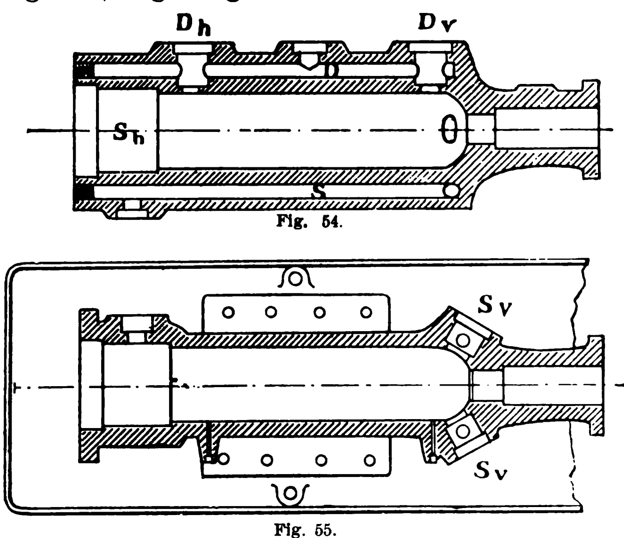


Fig. 54.

Fig. 55.

Für die neuere Cylinderkonstruktion der Halleschen Union vorm. Vaas & Littmann (Fig. 57) war die bequeme und genaue Bearbeitung des Cylinderinnern mafsgebend. Die vier Ventilöffnungen sind durchweg gleichartig gebohrt, wodurch die Auswechslung sehr erleichtert wird. Der vordere Deckel enthält die Stopfbüchse, aber keine Ventile.

Die Skizzen, welche mit diesen Bemerkungen wohl ohne weiteres verständlich sind, stellen für die

beiden hier geschilderten Hauptanordnungen[1]) die Gufskörper der Cylinder, sowie die Befestigungsweise an dem Gestell dar. In demselben bedeuten S und D den Saug- bezw. Druckkanal mit entsprechenden Rohranschlüssen, S_v D_v bezw. S_h D_h das vordere bezw. hintere Saug- und Druckventil. Die Cylinder werden gewöhnlich noch mit einer Blechverschalung versehen, über welche lediglich noch die Indikatoröffnungen, die Rohranschlüsse und die Flanschen für die Ventildeckel hervorragen.

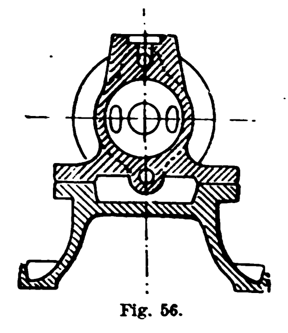


Fig. 56.

Bei den hohen Pressungen der Kohlensäure bot die Stopfbüchse anfänglich grofse Schwierigkeiten, um so mehr, als die Kolbenstangen im Verhältnis zum Cylinderdurchmesser sehr stark ausfallen. Es hat sich hier, wie bei den Ammoniakmaschinen gezeigt, dafs die Dichtung am vollkommensten durch Einschaltung einer Laterne (Fig. 57), welche durch Schmiermaterial (zumeist Glycerin) angefüllt wird, gewährleistet ist; die bis zu dieser Laterne herausdringende Kohlensäure wird dann durch Verbindung derselben mit dem Saugkanal des Kompressors wieder in den Cylinder zurückgebracht. Auf diese Weise herrscht in der Laterne stets der Saugdruck (25 bis 30 kg/qcm).

Als Packung haben sich Gummiringe mit zahlreichen radialen Baumwolleinlagen auf der Innenseite recht gut bewährt, vorausgesetzt, dafs die

[1]) Diese Anordnungen entsprechen vollkommen den früher bei Ammoniakmaschinen behandelten.

Schmierung mit Kompressoröl erfolgt. Für reine Glycerinschmierung sind in neuester Zeit als ganz vorzügliche Packung nach dem Vorgange der Firma L. A. Riedinger in Augsburg Lederstulpen

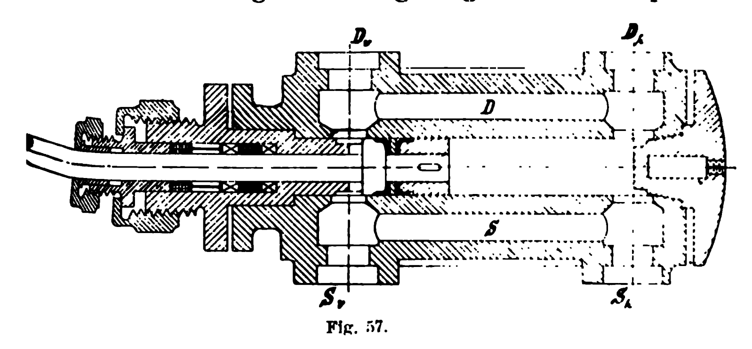
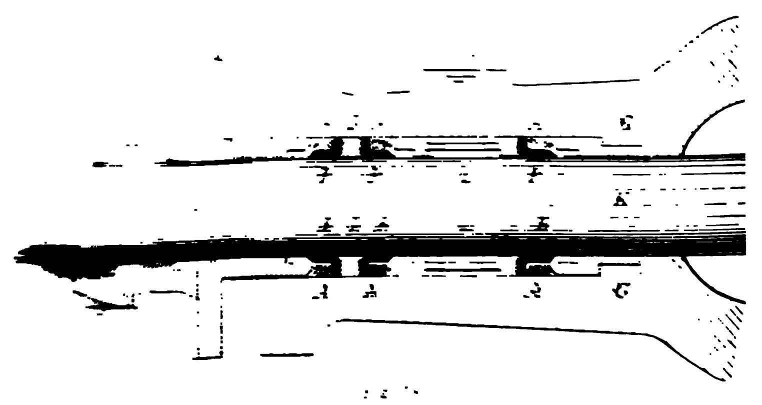


Fig. 57.

mit dahinterliegenden Gummiringen vielfach in Anwendung gekommen. In Fig. 58 ist eine ganze Stopfbüchse mit dieser Einrichtung dargestellt. Die Lederstulpen *B* sind an und für sich nicht elastisch, werden aber durch das von der Kolbenstange *K* aus der Glycerinkammer *Gl* mitgenommene Glycerin geschmeidig erhalten und durch die hinter ihnen liegenden Gummiringe *A* an die Stange angepreſst Die metallischen Teile der Stopfbüchse, d. i. der Grundring *G*, die Laterne *L*, der Druckring *D* bestehen aus Bronze, die Stange selbst aus Stahl. Bei der Bearbeitung der Ringe sowie der vorderen Büchse mit der Glycerinkammer ist darauf zu sehen, daſs dieselben gerade noch leicht über die polierte Stange hinweggleiten. Der Hohlraum der Laterne *L* ist endlich durch den Rohranschluſs *S* mit dem Saugkanal verbunden.

Damit das Glycerin nicht mit der Kolbenstange nach auſsen gerissen wird, ist vor der Kammer *Gl* noch eine einfache Stopfbüchse mit Gewinde zum

[illegible] gewöhnlich
[illegible] braucht.
[illegible] senanord-
[illegible] achten.
[illegible] Gl
[illegible] Schrauben
[illegible] Ecken
[illegible] schwach
[illegible] sättigt
[illegible] Grunde



[illegible] angepresst. Man erkennt den rich-
[illegible] Zustand dieser Stopfbüchsen beim Öffnen des
[illegible] der Glycerinkammer: in derselben dürfen
[illegible] zeitweilig leichte Blasen von Kohlensäure ent-
[illegible], dagegen soll kein heftiges dauerndes Auf-
[illegible] stattfinden.

In sehr origineller Weise verhütet die Firma
J. & E. Hall in Dartford (England), deren Kohlen-
säuremaschinen vorwiegend auf Schiffen verwendet
werden, alle Kohlensäureverluste durch die Stopf-
büchsen. Sie schaltet nämlich einen kleinen Cylinder
[illegible] (Fig. 59) ein, dessen Stange auf

der einen Seite durch den Deckel ins Freie führt. Diese Seite enthält Glycerin, welches von Zeit zu Zeit nachgefüllt werden kann und steht durch ein mit Drosselventil versehenes Rohr *C* mit der Stopfbüchsenlaterne des Kompressors in Verbindung, während hinter dem Kolben in *B* der Kondensatordruck durch *D* herrscht. Diesem Druck hält das Glycerin, welches nur in sehr kleinen Mengen in die Stopfbüchse gelangt, das Gleichgewicht und mufs daher unter einem ebensoviel höheren Drucke stehen, als die vordere Kolbenfläche durch die heraustretende Stange kleiner als die hintere ist. Hat z. B. der Hilfscylinder einen Durchmesser von 4 cm, also einen Kolbenquerschnitt von 12,57 qcm, so entspricht dies bei 70 Atm. Kondensatordruck einer Totalpressung auf die hintere Kolbenseite von 12,57 · 70 = 879,9 kg. Auf der herausragenden Spindel von 1,2 ccm Dicke, also 1,13 qm Querschnitt, lastet nun der Atmosphärendruck mit 1,13 kg und auf dem eingeschlossenen Glycerin eine Gesamtpressung von 879,9 — 1,1 = 878,8 kg, was bei einem Querschnitt von 12,57 — 1,13 = 11,44 qcm der Vorderseite des Kolbens einer Pressung von 878,8 : 11,44 = 77 Atm. entspricht. Die Laterne steht demnach unter einem höheren Druck als er in der Maschine selbst jemals erreicht wird, so dafs durch dieselbe nur Glycerin hineingelangen, niemals aber Kohlensäure entweichen

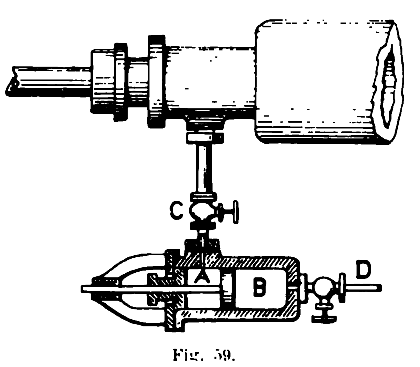


Fig. 59.

kann. In Deutschland ist unseres Wissens diese sinnreiche Vorrichtung noch nicht angewendet worden.

Es sei übrigens noch bemerkt, dafs die Firma Hall & Co. ihre Kompressoren aus massiven Stahlblöcken herstellt, was bei der überaus vervollkommneten Giefsereitechnik, welche in Deutschland und der Schweiz auch die höchsten Ansprüche befriedigt, kaum gerechtfertigt erscheint.

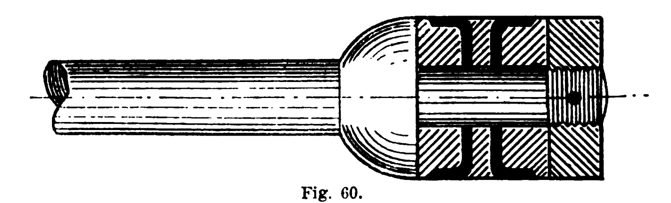


Fig. 60.

Ein weiteres, für den regelmäfsigen Betrieb wichtiges Organ der Maschine bildet der Kolben, welcher bei doppelt wirkenden Kompressoren nach beiden Seiten abdichten mufs. Hierfür haben sich Metallringe durchaus nicht bewährt, man wendet darum, wie in Fig. 60 dargestellt ist, z. Z. am häufigsten Kolben mit doppelten, entgegengesetzt gerichteten Lederstulpen an, welche zwischen bronzenen Ringen eingebettet liegen und durch eine mittels Stifts gesicherte Mutter aus weichem Schmiedeisen fest zusammengeprefst werden. Noch einfacher ist die Anpressung des hinteren Druckringes durch einen Keil, siehe Fig. 57. Die Lederliderungen dichten um so besser, je höher die Druckdifferenz auf beiden Seiten ist, da die Kohlensäure Gelegenheit hat, hinter die Stulpen zu treten. Es ist zweckmäfsig, den Kolben so zu bearbeiten, dafs die Bronzeteile desselben gut in den Cylinder passen, die härteren Eisenteile dagegen ein Spiel von ca.

$^1/_2$ mm besitzen, so daſs sie beim Gang die Wandungen nicht berühren.

Die Stulpen bestehen am Kolben aus Rindsleder von 4 bis 5 mm, in der Stopfbüchse aus solchem von 3 mm Stärke; sie werden in eigenen Stulpenpressen (siehe Fig. 61 und 62), welche aus einem Grundkörper mit Schraube und Mutter, sowie einem Preſsring zusammengesetzt sind, mit

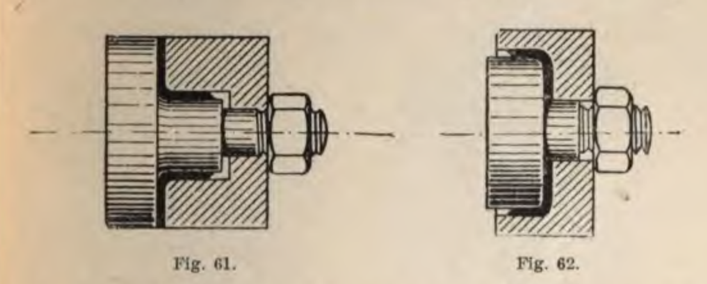


Fig. 61. Fig. 62.

der Hand hergestellt. Werden solche Stulpenpressen jeder Maschine beigegeben, so ist der Maschinist imstande, jederzeit die Lederstulpen selbst zu erneuern, die Gummiringe für die Stopfbüchse müssen allerdings genau zugeschnitten von der Gummifabrik bezogen werden.

Die Haltbarkeit der Lederstulpen ist selbstverständlich eine geringere als die von Metallringen; bei richtiger Behandlung soll ein Satz Packungen eine Betriebssaison (von März bis Ende Oktober) überdauern, doch sind auch Beispiele von längerer Dauer bekannt. Wesentlich ist hierfür das Vermeiden von starken Überhitzungen im Kompressor, da das Leder bei Temperaturen von 70 bis 80° C. spröde wird und reiſst. Für einen zuverlässigen Maschinisten bietet dies indessen keine nennenswerten Schwierigkeiten.

Als Saug- und Druckorgane der Kohlensäure-Kompressoren haben sich, wie auch bei Ammoniak, einfache Tellerventile am besten bewährt. Für dieselben gilt vor allem der Grundsatz, daſs der Ventilsitz stets mit der Büchse verbunden sein soll, welche entweder die (möglichst lange) Führung der Spindel mit enthält, oder in der diese Führung

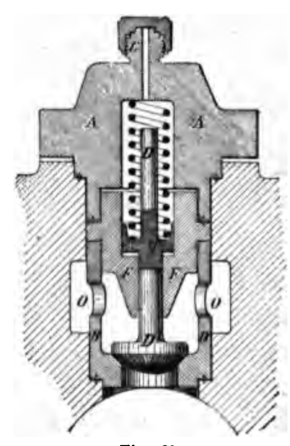


Fig. 63.

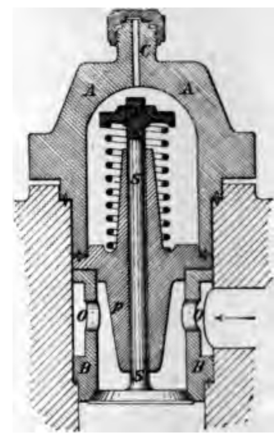


Fig. 64.

genau centrisch durch lange cylindrische oder konische Flächen eingepaſst ist. Bestehen Büchse und Führung als besondere Stücke für sich, so dürfen dieselben niemals mit einander verschraubt werden, sondern sind stets nur lose ineinander zu stecken und vom Deckel aus festzupressen. Die Ventilteller werden durch nicht zu starke Federn auf ihre Sitze aufgedrückt; bei ganz oder nahezu vertikaler Lage der Spindeln könnten diese Federn wegfallen, doch hat sich gezeigt, daſs sie auch in diesem Falle eine gewisse Sicherheit für das richtige Arbeiten der Ventile gewähren. Liegen die Ventilspindeln horizontal, so müssen die Federn kräftiger

sein, um die Reibung in der Führung zu überwinden.

Nach diesen Grundsätzen sind die Ventile Fig. 63 bis 66 konstruiert. Das Saugventil Fig. 64 und das Druckventil Fig. 63 sind dadurch ausgezeichnet, daſs die Teller T zur Aufnahme des Federdruckes mit der Spindel und dem Ventilkonus aus einem Stück bestehen. Dies bedingt weiterhin, daſs die Führung für die Spindel z e i t w e i l i g angeordnet sein muſs. Bei sehr genauer Bearbeitung

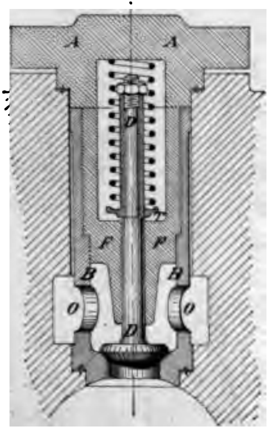




Fig. 65.

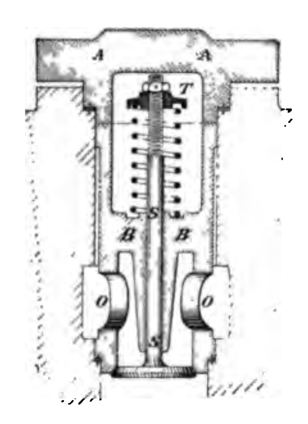


Fig. 66.

hat sich diese Konstruktion gut bewährt, man hat nur darauf zu achten, daſs bei horizontaler oder geneigter Lage des Ventiles die durch die Achse der Spindel gehende Teilungsebene der beiden Führungshälften nicht vertikal zu stehen kommt, weil sich sonst auf der Spindel nach und nach ein Grat ausbildet, welcher leicht ein Festklemmen zur Folge hat.

Auch die im Deckel befindliche, durch eine Bronzemutter verschlossene Öffnung C, welche man

bei dieser Ventilkonstruktion häufig findet, hat nur den Zweck, die Ventilfedern ohne Abnahme des ganzen Deckels kontrollieren zu können, dürfte indessen entbehrlich sein. Die Grundbüchse *B* mit dem konischen (unter 45° bis 60°) gegen die Achse geneigten Ventilsitz ist an ihrer Mantelfläche von den Öffnungen *O* für den Ein- bezw. Austritt des Kälteträgers durchbrochen, und sitzt gewöhnlich in einem Hohlraum des Cylinders, in welchen der Saug- bezw. Druckkanal einmündet.

Die Ventile Fig. 65 und 66, bei denen die Teller *T* zur Aufnahme des Federdruckes nicht mehr mit der Spindel aus einem Stück bestehen, sondern aufgeschraubt (und durch Splinte gesichert) werden, gestalten sich in ihrem Aufbau etwas einfacher. Vor allem ist es hier nicht mehr notwendig, die Führungsbüchse *F* zweiteilig auszuführen, dann aber kann dieselbe beim Saugventil Fig. 64 mit der im übrigen wie oben ausgeführten Grundbüchse *B* aus einem Stück bestehen. Die Länge der Führung bietet hierbei keine Schwierigkeiten, wohl aber hat man den Vorteil, die Federspannung durch verschiedene Einstellungen der Teller *T* regulieren zu können. Ob dieser Vorteil durch die Gefahr der selbstthätigen Trennung der Teller *T* von der Spindel infolge des Herausfallens

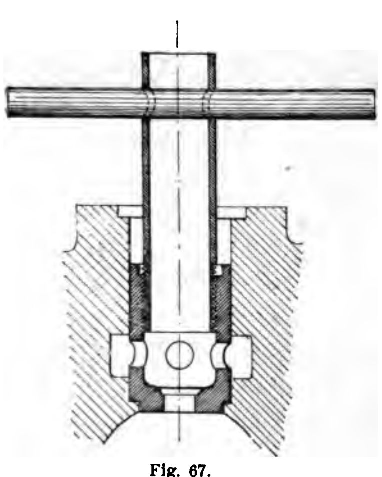


Fig. 67.

des Splintes nicht mehr wie aufgehoben wird, steht allerdings dahin. Da die Ventilbüchsen *B* hier ziemlich lang ausfallen, so läfst man sie nicht mit ihrer vollen Aufsenfläche an der Gufswand der Ventilkammer anliegen, sondern versieht sie lieber mit zwei Pafsleisten an den beiden Enden. Dadurch wird auch das Herausnehmen der Büchsen sehr erleichtert. Um dasselbe bequem bewirken zu können, ist es zweckmäfsig, den oberen Teil innen mit einem Gewinde zu versehen, in welches ein entsprechend weites Gasrohr geschraubt werden kann, mittels dessen die Büchse herausgezogen wird (Fig. 67).

Was das Material betrifft, so bestehen die Ventile mit ihren Spindeln stets aus feinstem Tiegelgufsstahl, Führungen und Büchsen mit den Sitzen, auf welche die Ventile sauber und mit genügend breiter Fläche aufzuschleifen sind, aus Phosphorbronze. Bei warmem Kompressorgange kommt infolgedessen wegen der ungleichen Ausdehnung von Führung und Spindel ein Festklemmen der letzteren bisweilen vor. Nur durch Herstellung der Führung aus Gufseisen läfst sich dieser Übelstand dauernd beseitigen. Die Deckel *A* werden meist aus demselben feinkörnigen Gufseisen angefertigt wie die Cylinder, häufig indessen aus Schönheitsrücksichten auch aus Bronze. Für das exakte Funktionieren der Ventile ist es notwendig, dafs alle zu einem Ventil gehörigen Teile auf das Sorgfältigste vor dem Einsetzen zusammengepafst werden; insbesondere ist das Einschleifen auf die Sitze am zusammengesetzten Ventil vorzunehmen. Dies gilt natürlich auch im gegebenen Falle für das Nachschleifen durch den Maschinisten.

Der Cylinderdurchmesser beträgt, je nach der Gröſse der Maschinen ein Drittel bis ein Viertel des Hubes, die mittlere Kolbengeschwindigkeit nicht über 0,6 m pro Stunde. Von den Saugventilen kann das hintere einen Durchgangsquerschnitt gleich der Hälfte der Kolbenfläche erhalten, während man auf der Vorderseite damit kaum bis ein Viertel dieses Wertes gelangt, so daſs die mittlere Geschwindigkeit beim Ansaugen zwischen 1,2 bis 2,5 m schwankt. Die Druckventile erhalten auf beiden Seiten gleiche Dimensionen mit Querschnitten von ein Siebentel bis ein Zehntel der Kolbenfläche; die Geschwindigkeit der Kohlensäure beim Hinausschieben kann demnach zeitweise bis auf 10 m pro Sekunde ansteigen, dürfte aber im Mittel kaum über 4 m betragen.

18. Regulierung und Sicherheitsvorrichtungen an Kohlensäuremaschinen. Da die Kohlensäure von den Schmiermaterialien, von denen sich Glycerin am besten bewährt hat, nur in geringem Grade absorbiert wird, dieser Körper auſserdem in die Apparate mitgerissen den Wärmedurchgang der Heizflächen nicht beeinträchtigt, so ist die Anordnung von Abscheidern hier nicht notwendig. Die Maschine erscheint infolgedessen äuſserlich einfacher als die Ammoniakmaschine.

Das Regulierventil stimmt gewöhnlich in seiner Konstruktion mit den an der Maschine befindlichen Absperrorganen vollständig überein. Es besteht, wie Fig. 68 andeutet, durchweg aus einem meist guſseisernen Gehäuse *G*, aus dem nach oben die Ventilspindel *S* durch eine gewöhnliche Stopfbüchse *B* abgedichtet heraustritt. Diese Spindel, welche mittels eines feinen Gewindes im Gehäuse

auf und nieder bewegt werden kann, trägt eine drehbare und nur durch einen Stift gehaltene Kappe K mit dem Ventilkegel. Diese Kappe drückt endlich auf den von unten in das Gehäuse eingeschraubten bronzenen Ventilsitz L, der durch den Flansch F in seiner Lage vollkommen gesichert ist. Die Kappe K ist deshalb notwendig, weil bei dem verschiedenen Gewinde der Spindel S und des Sitzes L eine genaue Centrierung gar nicht möglich wäre. Diese Ventile haben sich als sehr dicht erwiesen, solange die Oberfläche der Kappe sich in gutem Zustande befindet; ist diese aber einmal angegriffen (was durch Spuren von Salzsäure in chemisch dargestellter — also nicht aus natürlichen Quellen gewonnener — Kohlensäure leicht geschehen kann), so mufs sie entweder wieder abgedreht oder besser durch eine neue ersetzt werden. Der Maschinist sollte nicht versäumen, nach der Betriebssaison alle Ventile zu öffnen und die noch in gutem Zustande befindlichen Kappen mit Fett einzuschmieren. Dieses Fett ist vor der Ingangsetzung wieder zu entfernen.

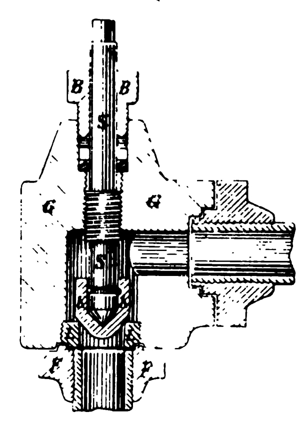


Fig. 68.

Um das Eindringen von mitgerissenen festen Körpern (Löt- oder Dichtungsmaterial, Feilspäne, Hammerschlag) in den Kompressorcylinder zu verhindern, werden auch bei diesen Maschinen durchgehends **Schmutzfänger** von ähnlicher Anordnung

in die Saugleitung eingebaut, wie bei Ammoniakmaschinen. Fig. 69 zeigt einen solchen, der in einem geschlossenen, starkwandigen Topf ein Blechrohr enthält, welches von der Kohlensäure von oben nach unten durchströmt wird. Der sich im Sieb ansammelnde Schlamm kann nach Öffnung des Deckels mit diesem herausgehoben werden. Häufig wird das Sieb, nachdem man sich davon überzeugt hat, dafs die Rohre keine festen Bestandteile mehr enthalten, ganz herausgenommen, um die Bewegungswiderstände der Kohlensäure zu vermindern.

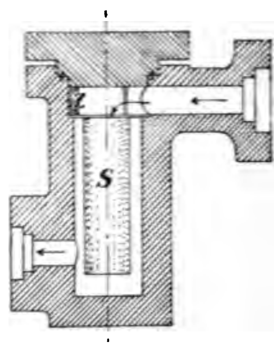


Fig. 69.

Schliefslich sind noch die Sicherheitsvorrichtungen gegen ein zu hohes Ansteigen der Pressungen zu erwähnen, weil hierdurch Explosionen des Cylinders hervorgerufen werden können. Für die Rohrsysteme besteht die Gefahr nicht in demselben Mafs, da diese durch zu hohe Drücke nur aufreifsen und sich unter grofsem Geräusch entleeren, ohne dafs Metallteile umhergeschleudert werden. Aufserdem zeigt sich ein abnormer Druck in diesen Apparaten an den Manometern, durch deren Angaben man den regelrechten Gang der Maschine stets kontrollieren kann. Dies ist am Kompressor selbst nicht gut möglich, und thatsächlich sind bisher fast alle Unfälle darauf zurückzuführen, dafs die Maschine vor dem Öffnen der Druckabschliefsung in Gang gesetzt wurde. Alsdann wird die durch den Kompressor angesaugte Kohlensäure in den engen

Druckkanal des Cylinders hineingeprefst, wo sie in kurzer Zeit ganz ungeheure Pressungen erreicht und, wenn keine Gelegenheit zum Entweichen vorhanden ist, unfehlbar den Cylinder explosionsartig auseinandersprengt.[1]) Es ist darum notwendig, den Druckkanal mit einer Sicherheitsvorrichtung zu versehen. Dies kann auf drei verschiedene Arten geschehen, indem man im Falle eines zu hohen Druckes die Kohlensäure aus dem Druckkanal durch ein Ventil entweder direkt in die Atmosphäre austreten, oder in den Kondensator bezw. in den Verdampfer überströmen läfst. Die erstere Methode entspricht vollständig der Anwendung von Sicherheitsventilen an den Dampfkesseln; sie hat den Vorteil, den Maschinisten durch das plötzlich auftretende heftige Geräusch auf das Gefahrvolle der Situation aufmerksam zu machen. Allerdings wird eintretendenfalls stets ein Teil der Kohlensäurefüllung verloren gehen. Die hierbei angewandten Sicherheitsventile mit Federbelastung, welche in ihrer Konstruktion nichts besonderes bieten, blasen gewöhnlich bei 150 Atmosphären ab, sie haben den Nachteil, dafs sie sich leicht klemmen und mit der Zeit unzuverlässig werden. Aus diesem

---

[1]) Dies erfolgt bei vorzüglichem, feinkörnigem Gufseisen und der jetzt üblichen, sehr kräftigen Konstruktion bei einem inneren Drucke von 500 bis 600 kg/qcm, so dafs die Cylinderwandungen ungefähr eine 8 bis 10fache Sicherheit gegen Bruch bei normaler Betriebsspannung im Kondensator (rund 60 kg/qcm) besitzen, welche wohl als unbedenklich betrachtet werden darf. Man kann übrigens leicht berechnen, wie viel Umdrehungen bei nicht funktionierender Sicherheitsvorrichtung erforderlich sind, um den Bruch herbeizuführen. Es betrage das mittlere Hubvolumen eines Kohlensäure-Kompressors Nr. V rund 4,5 l, die Saugspannung sei absolut 30 kg/qcm, so wird durch die erste Umdrehung ein Volumen

Grunde zieht man es häufig vor, statt eines Ventilkonus mit Federbelastung dünne Gufseisenplättchen einzusetzen, welche bei einem Drucke von 150 Atmosphären sofort total zertrümmert werden und den ganzen Querschnitt freigeben. Ein solches Ventil ist in Fig. 70 dargestellt. Auf die Platte *P* wird dann noch ein cylindrisches, nach aufsen geschlossenes Röhrchen mit seitlichen Öffnungen aufgeschraubt, das die Trümmer der Platte *P* aufnimmt und ihr Umherfliegen verhindert. Tritt das Sicherheitsventil in Thätigkeit, so ist unter allen Umständen zuerst die Maschine abzustellen; erst dann dürfen andere Ventile geöffnet oder geschlossen werden.

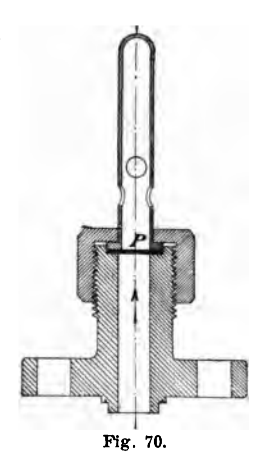


Fig. 70.

Als Dichtungsmaterial für die Verbindungsstellen von Kohlensäurerohren verwendet man dort, wo keine nennenswerten Erschütterungen

---

von rund 9 l gefördert und in dem — bei neueren Maschinen mit dem Kompressorcylinder zusammengegossenen — Druckkanal, der für die genannte Maschinengröfse ein Volumen von höchstens 1 l besitzt, zusammengeprefst, wodurch der Druck dort auf das 9 fache der Saugspannung, also auf 270 kg/qcm steigt, wenn der Kanal vorher leer gewesen ist. Jede weitere Umdrehung würde diesen Druck ungefähr verdoppeln, wenn man davon absieht, dafs einesteils durch die verstärkte Rückexpansion aus dem schädlichen Raum das effektiv angesaugte Gewicht sich mit zunehmendem Enddrucke verringert, anderenteils dagegen bei dem Mangel an jeglicher Wärmeabfuhr die Pressung rascher ansteigt, als es hier vorausgesetzt wurde. Jedenfalls ist nach der zweiten Umdrehung der Druck schon auf über 500 kg/qcm gestiegen und damit die Bruchgrenze nahezu erreicht.

auftreten, Blei, sonst Vulkanfiber, eine aus mehreren hydraulisch zusammengeprefsten und eigenartig präparierten Papierlagen bestehende Masse, die in Tafelform käuflich ist.[1])

19. Die Schwefligsäuremaschinen zeichnen sich, wie wir schon früher sahen, den beiden bisher besprochenen Systemen gegenüber durch relativ grofse Cylindervolumina und niedrige Pressungen aus. Vom rein theoretischen Standpunkte stehen sie den Ammoniakmaschinen am nächsten, denen gegenüber sie indessen, ebenso wie auch die Kohlensäuremaschinen, infolge des Wegfalls von Ölabscheidungs- und Rektifikations-Vorrichtungen sehr einfach erscheinen.

Charakteristisch für die schweflige Säure ist der Umstand, dafs sie sich, sonst gleiche Kondensator- bezw. Verdampfertemperaturen vorausgesetzt, infolge der Verdichtung im Kompressor höher erhitzen[2]) wird als Kohlensäure und Ammoniak, und dies ist der Grund, warum man die Kompressorcylinder der Schwefligsäuremaschinen mit einer Kühlung versieht (siehe Fig. 71 bis 73). Man umgibt zu diesem Zwecke den eigentlichen Cylinderkörper noch

---

[1]) Auf die verschiedenartigen Vorschläge, den Arbeitsprozefs der Kohlensäuremaschinen z. B. durch Speisecylinder, Zwischengefäfs u. s. w. zu verbessern, soll an dieser Stelle darum nicht näher eingegangen werden, weil dieselben z. Z. über das Versuchsstadium noch nicht hinausgelangt sind.

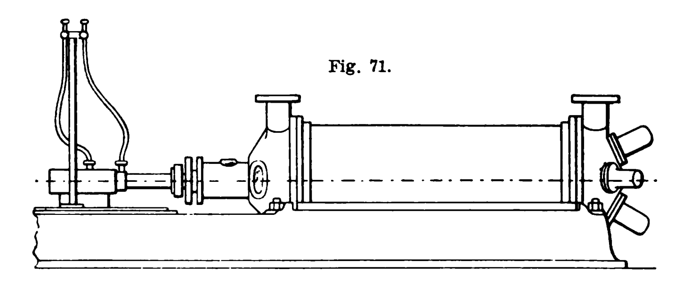
[2]) Diese Temperatursteigerung hängt wesentlich von dem Verhältnis des absoluten Kondensator- zum Verdampferdrucke ab, welches aus unserer Tabelle III S. 44 für Temperaturen von $+20^0$ bezw. -10^0 sich ergibt

für	SO_2	NH_3	CO_2
zu	3,23	3,01	2,14,

also für SO_2 am gröfsten, für CO_2 am kleinsten ausfällt.

mit einem ringförmigen Mantel, der von kaltem Kühlwasser durchströmt wird. Aufserdem bildete man die **Kolbenstange** als hohles Rohr aus, leitete in dasselbe am Kreuzkopf (Fig. 71 und 74) Kühl-

Fig. 71.



wasser ein und liefs dieses so bis in den ebenfalls hohlen Kolben vordringen, von wo es durch ein engeres dünnwandiges Rohr im Innern der Kolbenstange wieder zum Kreuzkopf zurückgeführt wird, um dort auszutreten. Da der Kreuzkopf an der Bewegung der Kolbenstange Teil nimmt, so mufs auch die Zu- und Ableitung des Wassers zur Kolbenstange beweglich sein. Man verbindet darum gern die beiden Mündungen am Kreuzkopf durch lange Gummischläuche mit den festen Wasserleitungen, deren Hähne sich an einem Rahmen oberhalb der Mitte der Kreuzkopfbahn befinden.

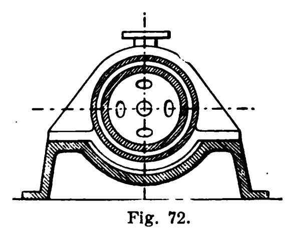


Fig. 72.

So wenig elegant vom maschinentechnischen Standpunkt diese Lösung der Wasser-Zu- und Abfuhr zu einem bewegten Organe erscheint, so ist sie doch die bequemste und wohl auch sicherste. Andernfalls müfste man die Wasserleitungen mit dem Kreuzkopf durch ineinander

verschiebbare, also in ihrer Länge veränderliche Rohre herstellen, welche an beiden Enden in drehbare Gelenke zu münden hätten. Dafs dieses Verfahren zu mannigfachen Undichtheiten und damit zu einem unsauberen Betriebe führen würde, liegt auf der Hand. Auch die direkte Ausbildung der verlängerten Kolbenstange als Druckpumpe hat sich nicht eingebürgert, da man anscheinend dem Kompressor möglichst frei von allen Komplikationen und übersichtlich gestalten will.

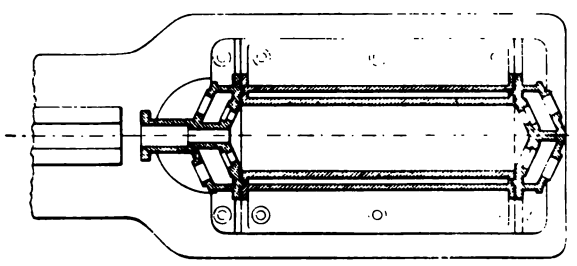


Fig. 73.

Der Wert der Kühlung des Kompressorcylinders liegt übrigens vorwiegend in dem Schutze der Stopfbüchsenpackung, weniger aber in der Verbesserung des Arbeitsvorganges der Maschine, wie sich leicht aus der Überlegung ergibt, dafs die Temperatur des in den Mantel sowohl wie in die hohle Kolbenstange eintretenden Wassers unter allen Umständen höher liegt, als diejenige der angesaugten SO_2-Dämpfe. Diese müssen sich also im Verlaufe der Kompression bis zu dieser Temperatur erhitzen, bevor eine Wärmeabgabe an das Kühlwasser stattfinden kann. Während der Saugperiode und der ersten Hälfte der Verdichtungsperiode des Kompressors dient mithin das Mantelwasser vorwiegend zur Abkühlung der vorher höher erhitzten Cylinderwandungen; es ist

indessen nicht ausgeschlossen, dass es im Verlaufe dieser Perioden sogar umgekehrt noch etwas Wärme an die schweflige Säure abgiebt, wodurch die endliche Verdichtungstemperatur naturgemäß noch erhöht werden würde.[1]) Bei neueren Maschinen beschränkt man sich übrigens sehr häufig auf die Stopfbüchsen- und Mantelkühlung, ohne dass sich durch die Aufgabe der Stangen- und Kolbenkühlung Nachteile gezeigt hätten.

Infolge der Dimensionen des Cylinders, dessen äußerer Durchmesser durch den Kühlmantel noch vergrößert wird, würde die Anordnung auf der Fundamentplatte bezw. die seitliche Befestigung am Gestell ähnlich den Ammoniak- und Kohlensäuremaschinen den Aufbau der Maschine zu sehr erhöhen, weshalb man es vorzieht, wie auch in Fig. 71 bis 73 angedeutet ist, den Cylinder zum Teil in eine Mulde des Bettes bezw. auf zwei Bettbalken zu legen, und ihn mit seitlichen Flanschen, verstärkt durch kräftige Rippen, anzuschrauben.

Die Stopfbüchse der Schwefligsäuremaschinen bietet im allgemeinen wenig Bemerkenswertes. Eine neuere Anordnung ohne Kühlung ist in Fig. 74 dargestellt, aus der zugleich der Anschlufs der hohlen

---

1) Die von dem im Mantel und der Kolbenstange cirkulierenden Wasser aufgenommene Wärme scheint nach Versuchen von Gutermuth (Zeitschr. d. Vereins d. Ingenieure 1889, S. 290) und der Münchener Kommission (Schröter, Untersuchungen an Kältemaschinen verschiedener Systeme, München 1890) nicht sehr stark von der Wassermenge beeinflufst zu sein, welche sich bei schwacher Cirkulation stark, bei kräftiger weniger erwärmt. Das Verhältnis zur Kondensatorleistung schwankt zwischen 3 und 10 % durchschnittlich, je nach dem Zustande der angesaugten SO_2 und deren Endpressung.

Kolbenstange an den Kreuzkopf sowie die Anordnung der Wasserzirkulation im Innern der Stange ersehen werden kann. Die Büchse ist, analog den Ammoniak- und Kohlensäuremaschinen, mit einer unter Saugdruck stehenden Laterne versehen; hinter dieser nach dem Cylinder zu befindet sich eine

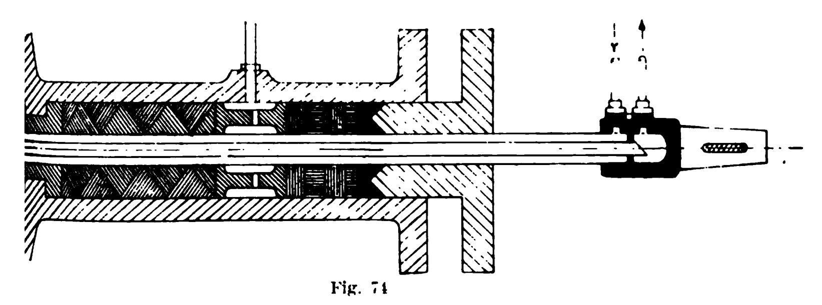


Fig. 74

elastische Packung aus Metallringen, vor derselben dagegen einige Talkumschnüre, auf welche die Brille vermittelst eines Gummiringes drückt. Da die Saugpressung dieser Maschinen bei einigermafsen niedrigen Verdampfertemperaturen unter den äufseren Atmosphärendruck sinkt, so ist hierbei die Gefahr nicht ausgeschlossen, dafs durch die Stopfbüchse Luft in das Innere der Maschine gelangt, welche sich alsdann überaus störend geltend machen würde. Wir möchten darum empfehlen, die Laterne der Stopfbüchse entweder mit der Druckleitung oder, wie es **Pictet** in neuerer Zeit an den Kompressoren seines Laboratoriums[1]) in Berlin ausgeführt hat, mit einem besonderen SO_2-Gefäfs in Verbindung zu setzen. Der auch im Kondensator bezw. in diesem Gefäfse nur mäfsige Druck der SO_2 läfst bei einiger-

[1]) Siehe »Mitteilungen aus dem Institute R. Pictet« von Dr. M. **Altschul** in der Zeitschrift f. d. ges. Kälte-Industrie 1895, Heft 11 u. 12.

mafsen guter Instandhaltung der Büchse keine erheblichen Gasverluste befürchten. Bei vorzüglicher Ausführung kann man übrigens die Laterne gänzlich entbehren und mit Stopfbüchsen arbeiten, welche sich nicht von den an Dampfcylindern gebräuchlichen unterscheiden. Um sie immer kühl zu er-

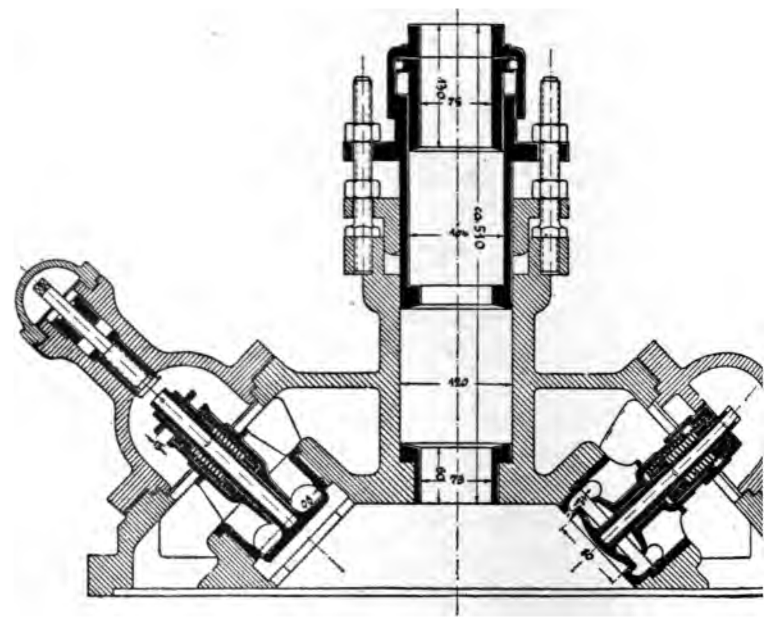


Fig. 75.

halten, genügt es, den Büchsenhals entweder ganz in den vorderen Saugraum zu verlegen (Fig. 75) oder ihn mit einem Kühlwassermantel zu umgeben. Beides hat sich in der Praxis gut bewährt.

Von einer dauernden Schmierung der Büchse und des Kolbens wird angesichts der öligen Beschaffenheit der SO_2 im flüssigen Zustande meist abgesehen, allerdings ist hierfür Kühlhaltung der

Büchse unerläſsliche Bedingung; im Falle vorübergehend warmlaufender Stopfbüchsen helfen sich die Maschinisten dann nicht selten durch etwas konsistentes Fett bezw. Einreiben der Stange mit Maschinenspeck. Selbstverständlich bedarf die Schwefligsäuremaschine dann, wie schon erwähnt, auch keiner Vorrichtungen zur Abscheidung des Schmiermaterials.

Die insbesondere beim Beginn des Betriebes aus der Stopfbüchse in das Cylinderinnere mitgerissenen Fettspuren sind für die Schmierung der Ventilspindeln sehr nützlich, nur muſs darauf geachtet werden, daſs dieses Fett dort nicht zum Erstarren gelangt und die Saugventile dann festsitzen. Dieser Übelstand tritt häufig dann ein, wenn der Kompressor nasse Dämpfe bei tiefer Verdampfertemperatur ansaugt. Alsdann findet in den Ventilgehäusen eine mit intensiver Kältewirkung verknüpfte Nachverdampfung der mitgerissenen Flüssigkeitsteilchen statt, welche zur Erstarrung des Fettes führt. In dieser Thatsache dürfte der Grund für den von Anfang an bei Schwefligsäuremaschinen bevorzugten und auch ökonomisch, wie wir sahen, gerechtfertigten trockenen Kompressorgang zu suchen sein.

Die Ventile (gewöhnlich 4 auf jeder Seite) werden an neueren Maschinen, z. B. denen der Firma A. Borsig, fast ganz nach dem Muster der Ammoniakmaschinen ausgeführt und in die aus mehreren Kammern bestehenden Cylinderdeckel eingebaut.

Die Ventile der Firma Schüchtermann und Kremer in Dortmund, welche in Fig. 75 dargestellt und offenbar aus den älteren Pictetschen Konstruktionen durch Vergröſserung der Spindelführung herausgebildet sind, haben ebene Sitze.

Zur Verhütung des Hineinstürzens des Saugventils in den Cylinder infolge Spindelbruches ist unterhalb desselben noch ein Steg in die Büchse eingefügt, welcher gleichzeitig die Hubbegrenzung bildet. Die ganze Bauart der Ventile bedingt eine nicht unbeträchtliche Vergröfserung des schädlichen Raumes, die jedoch bei dem ohnehin grofsen Cylindervolumen dieser Maschinengattung wenig ins Gewicht fällt.

Auffällig ist bei allen Schwefligsäuremaschinen der geräuschvolle Gang der Ventile, welcher meist dem Mangel an flüssigem Schmiermaterial auf den Ventilsitzen zugeschrieben wird. Da sich diese, wie die Erfahrung gezeigt hat, für die Lebensdauer der Ventile ganz ungefährliche Erscheinung genau ebenso bei Luftkompressoren zeigt, so dürfte die Überhitzung der Dämpfe, durch welche dieselben den rein gasförmigen Körpern näher kommen, hierauf von erheblichem Einflusse sein. Bei der wirtschaftlich günstigeren Wirkung der Überhitzung gegenüber dem sogenannten nassen Kompressorgange erscheint es ganz richtig, ihretwegen das Geräusch der Ventile in Kauf zu nehmen.

Der in Fig. 75 deutlich hervortretende Einbau der Ventile in gröfsere Hohlräume der Deckel hat sich insofern als Vorteil erwiesen, als diese Hohlräume die ausgleichende Wirkung von Windkesseln besitzen.

Angesichts der relativ geringen Dichte der schwefligen Säure geht man mit der Kolbengeschwindigkeit bis zu 1,5 m pro Sekunde und verringert dafür lieber den Cylinderdurchmesser, der kaum 0,5 des Hubes beträgt. Den freien Ventilquerschnitt wählt man zu $^1/_{10}$ bis $^1/_{15}$ der Kolben-

fläche, wodurch man in der Saugleitung mittlere Geschwindigkeiten von 22 m und höher erreicht.

Im übrigen bieten die Kompressoren der Schwefligsäuremaschinen nichts Erwähnenswertes.

20. Die Untersuchung der Kompressoren. Zur Beurteilung der Wirksamkeit der einzelnen Teile des Kompressors einer Kühlmaschine ist eine Untersuchung desselben mit dem Indikator notwendig. Eine solche sollte bei jeder Maschine kurz nach deren Fertigstellung und alsdann wenigstens einmal



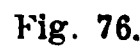


Fig. 76.

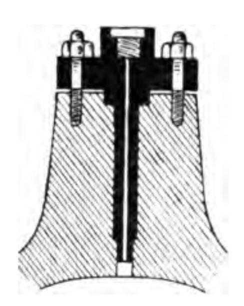


Fig. 77.

alle 2 Jahre vor Schlufs der Betriebssaison stattfinden. Zu diesem Zwecke versehen alle guten Fabriken ihre Kompressorcylinder mit Indikatorstutzen, welche der Länge nach bis in das Cylinderinnere durchbohrt und für gewöhnlich durch eine Schraube oder einen Flansch (s. Fig. 76 und 77) verschlossen, aufserdem aber mit einem Gewinde oder einem Pafsstück zum Anbringen des Indikatorhahnes versehen sind. Es ist in hohem Grade zu bedauern, dafs man sich zur Zeit noch nicht auf bestimmte Normalien für diese Gewinde und Anschlufsstücke geeinigt hat, so dafs fast jedesmal Zwischenstücke vor der Untersuchung erst beschafft

werden müssen. Dies bereitet vor allen Dingen bei Kohlensäuremaschinen Schwierigkeiten, da bei diesen die Indikatoröffnung, um den schädlichen Raum nicht zu vergröfsern, durch einen Stift verschlossen wird, der vermöge seiner langen Führung nicht leicht zu entfernen ist. Besser wäre es darum, wenn man sich entschliefsen wollte, gleich von vornherein die Öffnung mit einem Flansch (nach Fig. 77), an dem sowohl das Gewinde zur Aufnahme des Hahnes, wie auch der durchbohrte Stift zur Ausfüllung des überflüssigen schädlichen Raumes angebracht ist, zu versehen.

Als Indikatoren [1]) kann man für Schwefligsäure ohne weiteres die für Dampfmaschinen gebräuchlichen anwenden, für Ammoniak dagegen müssen besondere, ganz aus Eisen und Stahl bestehende Instrumente verwendet werden, deren Einrichtung indessen mit den gebräuchlichen übereinstimmt [2]). Die früher manchmal verwendeten Plattenfederindikatoren haben sich gegenüber den Kolbeninstrumenten infolge der ungleichmäfsigen Durchbiegung der Plattenfeder nicht bewährt, trotzdem sie kein Ammoniak hindurchtreten lassen. Bei Kohlensäuremaschinen wird der Druck so grofs, dafs man mit dem gewöhnlichen, 20 mm im Durchmesser halten-

[1]) Über die Einrichtung und Handhabung der Indikatoren siehe P. H. Rosenkranz: Der Indikator und seine Anwendung. 6. Aufl. Berlin 1900.

[2]) Gelegentlich hat Verfasser auch NH_3-Kompressoren mit gewöhnlichen Bronzeindikatoren ohne Gefährdung derselben geprüft, allerdings unter Beobachtung der Vorsichtsmafsregel, die Schreibzeuge nach jeder Indizierung herauszunehmen, zu putzen und in frisches Kompressoröl eingetaucht wieder einzusetzen. Ebenso wurden die Indikatorcylinder nach jeder Indizierung mit frischem Bakuöl ausgespült.

den Indikatorkolben nicht auskommt, sondern kleinere, entweder im unteren engeren Teile des Indikators laufende Kolben von 10 mm oder noch kleinere von 6 mm, in einer dort eingeschraubten Büchse laufende sog. Riedlerkolben einsetzen mufs.

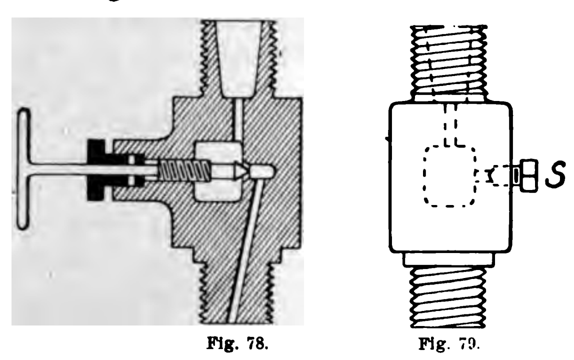


Fig. 78. Fig. 79.

Der hohe Druck der Kohlensäure erschwert auch die Anwendung der normalen Indikatorhähne ganz bedeutend, so dafs es sich empfiehlt, diese durch kleine Niederschraubventile (Fig. 78 und 79) zu ersetzen, deren Bohrung hier nicht gröfser als 4 mm zu sein braucht, und deren mit dem Indikator in Verbindung stehender Hohlraum mit einer Entluftungsschraube *S* versehen sein mufs, um nach der Indizierung den atmosphärischen Druck unter dem Indikatorkolben wieder herzustellen.

Bevor man die Indikatorhähne am Kompressor befestigt, schliefst man die Saugleitung ab und läfst die Maschine noch einige Umdrehungen vollziehen, wodurch der Cylinderinhalt zum gröfsten Teile in die Druckleitung überführt und im Cylinder selbst ein niederer Druck hergestellt wird.[1]) Alsdann wird

[1]) Bei Ammoniakmaschinen läfst man das noch im Cylinder befindliche Gas von Wasser absorbieren.

die Maschine stillgestellt, die Druckleitung geschlossen und die Hähne, bezw. Ventile angeschraubt. Durch schwache kurze Öffnung der Saugleitung mufs schliefslich bei gleichfalls geöffneten Hähnen die in den Cylinder eingedrungene Luft wieder ausgetrieben werden, worauf die Druckleitung wieder geöffnet und die Maschine in Gang gesetzt wird. Nachdem dann auch noch die Saugleitung ganz geöffnet ist, kann die Indizierung sofort beginnen. In die erhaltenen Indikatordiagramme trägt man möglichst sofort danach als gerade Linien die Kondensator- und Verdampferspannung nach den Manometerangaben ein, zu welchem Zwecke die Manometer vorher mit den Indikatorangaben verglichen werden müssen.

Sind alle Teile der Maschine in ordnungsgemäfsem Zustande, so erhält man Diagramme nach Fig. 80, deren Sauglinie s nur wenig unter der Verdampferspannung $v\,v$ und deren Drucklinie d etwas höher als die Kondensatorspannung $k\,k$ verläuft. Die zur Öffnung beider Ventile benötigte Arbeit zeigt sich als schwaches, in der Sauglinie nach unten, in der Drucklinie nach oben gerichtetes Horn, der Einflufs des schädlichen Raumes ist an dem Verlaufe der Rückexpansionskurve r zu erkennen, welche die Verdampferspannung erst nach dem Hubwechsel schneidet und so das thatsächliche Saugvolumen verringert, ganz abgesehen davon, dafs die Dämpfe vom Kompressor nicht mit der Verdampferspannung,

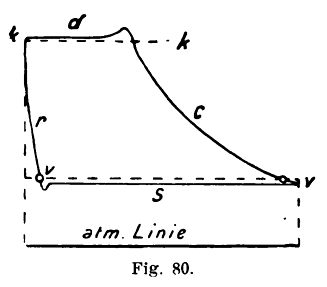


Fig. 80.

sondern mit der etwas niederen Saugspannung aufgenommen werden. Diese Thatsache hat dann zur Folge, dafs die Kompressions- oder Verdichtungskurve *c* im Diagramm ebenfalls erst nach dem Hubwechsel die Verdampferspannung erreicht, so dafs der Kompressor statt seines durch die Länge $v\,v$ angedeuteten theoretischen Volumens ein kleineres Saugvolumen für Dämpfe mit Verdampferspannung besitzt. Will man die indizierte Arbeit ermitteln, so bestimme man den Inhalt der von der angezogenen Linie eingeschlossenen Fläche aus einer Anzahl von Diagrammen, die in Zeiträumen von je 10 bis 30 Minuten gewonnen werden, entweder mit Hilfe des Planimeters oder durch Teilung in 10 vertikale Streifen, deren einzelne mittlere Längen addiert und durch 10 geteilt werden, wodurch sich die mittlere Höhe des Diagrammes in Millimetern ergibt. Da man nun für jede Indikatorfeder weifs, wie viel Millimeter der Spannung von 1 kg/qcm entsprechen, so kennt man auch sofort die mittlere indizierte Spannung, welche, mit der Kolbenfläche in qcm multipliziert, den mittleren Kolbendruck in kg ergibt. Dieses Verfahren ist, da die Kolbenfläche infolge der Stangendicke vorn und hinten verschieden ausfällt, für beide Seiten zu wiederholen. Multipliziert man darauf den Mittelwert beider Kolbendrücke mit dem Kolbenweg in der Sekunde, d. h. dem doppelten Hube und der sekundlichen Umdrehungszahl, so ergibt sich die Arbeit in mkg, und durch 75 dividiert in Pferdestärken.

Hat man z. B. einen Ammoniakkompressor von 25 cm Durchmesser bei einer Stangendicke von 5,5 cm und einem Kolbenhube von 40 cm = 0,4 m, so wird die

Kolbenfläche vorn 467,11 qcm, hinten 490,87 qcm betragen. Weiterhin mögen sich aus den Diagrammen der

mittlere indizierte Druck vorn zu 2,92 kg/qcm, hinten zu 3,01 kg/qcm ergeben, so folgen die

Kolbendrücke vorn 1363,96 kg, hinten 1477,52 kg oder im Mittel 1420,74 kg.

Vollzieht der Kompressor 60 Umdrehungen in der Minute, so entspricht dies einem sekundlichen Wege von $2 \cdot 0{,}4 = 0{,}8$ m oder einer Leistung von $1420{,}74 \cdot 0{,}8 = 1136{,}59$ mkg pro Sekunde oder 15,155 PS.

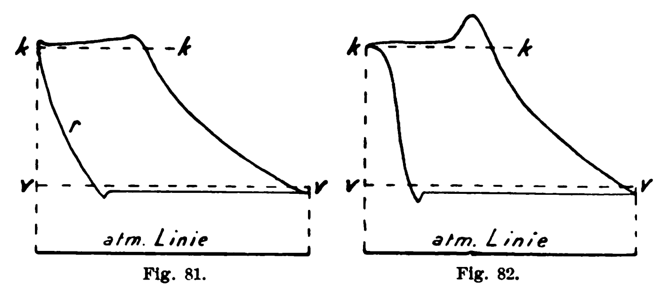


Fig. 81. Fig. 82.

Das Indikatordiagramm ist indessen auch geeignet, etwaige Fehler am Kompressor anzuzeigen. So wird z. B. ein zu grofser schädlicher Raum in Fig. 81 einen flachen Verlauf der Rückexpansionslinie und damit eine ungenügende Ausnutzung des Saugvolumens zur Folge haben. Eine ganz ähnliche Wirkung hat das Festklemmen des Druckventils (Fig. 82) in geöffneter Stellung etwa durch schräge Lage der Spindel in ihrer Führung. Dieser Mangel, der nach längerem Gange sich manchmal einstellt, bewirkt oft auch ein etwas verspätetes Öffnen des Druckventils unter starkem Arbeitsaufwand (grofses Horn in der Drucklinie). Da nach dem Öffnen das

locker gehende Ventil sich sofort bei voller Öffnung festsetzen wird, so ist der weitere Verlauf der Drucklinie ganz günstig und erst beim Schlusse im Momente des Hubwechsels tritt der Fehler wieder in obiger Weise hervor.

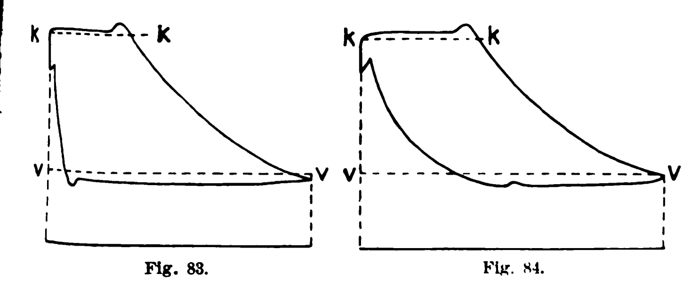


Fig. 83. Fig. 84.

Das Druckventil kann aber auch bei grofsem Hube von seinem Sitze zurückprallen. Dies gibt sich durch einen Haken in der von dieser Stelle (Fig. 83) sehr flach verlaufenden Rückexpansionslinie kund und hat ebenfalls eine sehr schlechte Ausnutzung des Hubvolumens zur Folge. Verläuft, wie in Fig. 84, die Rückexpansion von dem Haken aus normal, so liegen keine Fehler im Ventilspiele, sondern nur Klemmungen des Indikatorkolbens bezw. Schwingungen der Indikatorfeder vor.

Bedeutende Arbeitsverluste entstehen ferner durch zu grofse Widerstände in den Saug- und Druckleitungen, zu starke Belastung der Ventile, bezw. falsche Einstellung etwa vorhandener Luftbuffer an denselben (siehe Fig. 85), welche sich durch grofsen Abstand der betreffenden Linien von der Verdampfer- oder Kondensatorspannung verraten. In solchem Falle wird man zunächst die Ventilfedern durch schwächere ersetzen,

bezw. dem Luftbuffer mehr Spiel geben und erst, wenn dies ohne nennenswerten Erfolg sein sollte, nach Verengungen (welche natürlich nicht etwa durch ungenügendes Öffnen der Saug- und Druckabschliefsungen verursacht sein dürfen) in den Leitungen suchen. Diese sind alsdann sofort zu beseitigen.

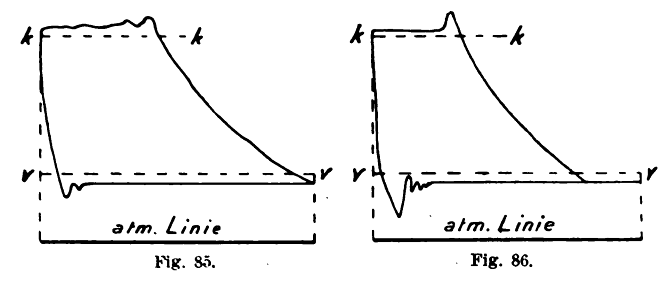


Fig. 85. Fig. 86.

Ein Festklemmen des Saugventils wird in geschlossenem Zustande eine beträchtliche Drucksenkung vor Beginn des Saugens und damit in Fig. 86 die Entstehung eines grofsen Hornes in der Sauglinie verursachen, während es im geöffneten

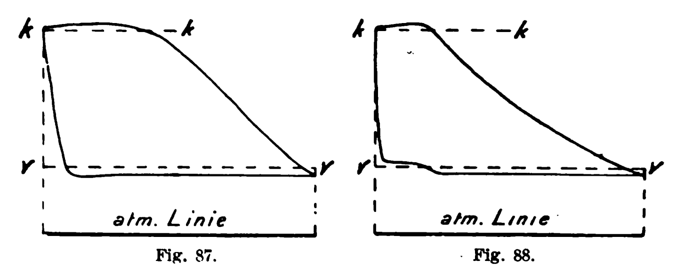


Fig. 87. Fig. 88.

Zustande eine grofse Verspätung der Kompression, d. h. den Verlust eines Teiles des Kolbenwegs zur Folge hat.

Starke Undichtheiten der Ventile verraten sich im Diagramm Fig. 87 durch Wegfall der Hörner und sanfte Übergänge der Verdichtungskurve

in die Drucklinie und der Rückexpansionskurve in die Sauglinie; aufserdem aber verläuft die Verdichtungskurve fast geradlinig und steil, solange die Undichtheit des Druckventils, und flach, wenn die des Saugventils überwiegt.

Starke Undichtheiten des Kolbens verursachen ein Überströmen von einer Seite zur andern, d. h. eine zu langsame Drucksteigerung auf der Verdichtungsseite und damit einen sehr flachen Verlauf der Kompressionskurve Fig. 88. Die zu späte und darum sehr plötzliche Öffnung des Druckventils in diesem Falle ist sofort durch heftige Schläge desselben erkenntlich. Anderseits wird auf der Saugseite beim Hubwechsel die Spannung leicht höher bleiben, als die im Verdampfer herrschende und so das Saugventil am Öffnen gehindert. Dies dauert so lange an, bis die Kolbengeschwindigkeit so grofs geworden ist, dafs die durch die Undichtheit überschleichende Menge nicht mehr den Saugraum zu füllen vermag. Alsdann sinkt dort die Spannung allmählich und das Saugventil tritt in Thätigkeit.

Sind mehrere der vorstehend geschilderten Fehler vorhanden, so können recht verwickelte Diagramme entstehen, deren Deutung indessen nach dem Obigen keine grofsen Schwierigkeiten mehr bieten dürfte.

Von Nutzen ist hierfür die Bemerkung, dafs regelmäfsige Schwankungen der einzelnen Linien um ihren normalen Verlauf stets auf Schwingungen der Indikatorfedern zurückzuführen und nicht etwa dem Spiele der Ventile zur Last zu legen sind.

Kapitel IV.

Die Apparate zur Abgabe und Aufnahme der Wärme.

21. Die Wirkung der Kondensatoren von Kaltdampfmaschinen besteht in der Abgabe der im Verdampfer aufgenommenen und durch das Äquivalent der Kompressorarbeit vermehrten Wärme an Wasser, welches durch diesen Vorgang sich erwärmt oder auch infolge dieser Wärmezufuhr bei konstanter Temperatur verdunstet. Nicht selten finden sich diese beiden Methoden der Wärmeabgabe vereinigt vor, so dafs nur ein Teil des Kühlwassers eine höhere Temperatur annimmt, während der Rest verdampft, oder auch in der Weise, dafs das vorher erwärmte Wasser durch nachträgliche teilweise Verdunstung wieder auf seine ursprüngliche Temperatur zurückgeführt wird. Unter allen Umständen darf das Wasser mit dem Kälteträger nicht in direkte Berührung gelangen, so dafs Einspritzkondensatoren, wie bei Dampfmaschinen, hier ganz ausgeschlossen und nur sogenannte Oberflächenkondensatoren zulässig sind.

Der vom Kompressor kommende Dampf tritt im allgemeinen im überhitzten Zustande in den Kondensator, wird dort zunächst auf seine Sättigungstemperatur abgekühlt, bei dieser

verflüssigt, und das Kondensat schliefslich infolge der Einwirkung des kalten Wassers auf eine noch etwas niedere Temperatur (wenn möglich bis nahe auf die Zuflufstemperatur des Wassers selbst) herabgekühlt. Somit vollziehen sich im Kondensator drei von einander verschiedene Wärmeübergänge, allerdings bei nahezu konstantem Druck im Innern, von denen unter normalen Verhältnissen auf den Verflüssigungsprozefs der höchste Betrag entfällt. Ziehen wir zunächst diesen allein in Rechnung, so ist evident, dafs, wenn durch die Wärmeabgabe das Kühlwasser ohne Verdunstung sich nur erwärmt, dessen Abflufstemperatur höchstens gleich der Kondensations-Temperatur des Kälteträgers sein kann. Bei zweckmäfsiger Anordnung werden in der That diese beiden Temperaturen nahezu übereinstimmen. Sie werden überdies gemeinsam um so höher ansteigen, je höher die Zuflufstemperatur des Kühlwassers und je geringer die Menge desselben im Verhältnis zur Kälteleistung der Maschine ist. Um über diese, für den Betrieb wichtigen Einflüsse eine Übersicht zu ermöglichen, ist die nachstehende Tabelle X für eine stündliche Kälteleistung von 100000 Cal. bei —10° Verdampfertemperatur berechnet[1]) worden, deren abgerundete Werte die Änderung der Abflufstemperatur mit der Zuflufstemperatur und der Kühlwassermenge verdeutlicht.

Ein Ansteigen der Kondensatortemperatur hat nun bekanntlich eine Druckerhöhung und damit eine Vergröfserung der Betriebsarbeit zur Folge,

[1]) Das Berechnungsverfahren habe ich auf S. 186ff. des Jahrgangs 1897 der »Zeitschrift für die ges. Kälte-Industrie« dargelegt. Die oben stehenden Tabellenwerte sind als Annäherungszahlen aufzufassen.

deren Ermittelung mit Hilfe der Dampftabellen für die einzelnen Kälteträger möglich ist, aus der folgenden Tabelle aber rückwärts durch Abzug der Kälteleistung von der Kondensatorleistung vermieden werden sollte, da die letztere nur als mittlerer Überschlagswert zu betrachten ist. Dagegen erlaubt die nachstehende Tabelle von vornherein eine bequeme Beurteilung der Zweckmäſsigkeit einer etwaigen Unterkühlung vor dem Regulierventil, welche immer dann angebracht ist, wenn die Differenz der Zu- und Abfluſstemperaturen des Kühlwassers bei Schwefligsäure- und Ammoniak-Maschinen gröſser als 10°, bei Kohlensäure-Maschinen gröſser als 5° ausfällt. Auſserdem aber erkennt man ohne weiteres, ob die Aufnahme der Kondensatorwärme durch Temperaturerhöhung des Wassers nicht auf zu hohe Temperaturen führt, in welchem Falle man unbedingt eine wenigstens teilweise Verdunstung zu Hilfe nehmen sollte. Die bei einfacher Temperatursteigerung noch zulässigen Abfluſstemperaturen sind in der Tabelle durch kräftigen Druck hervorgehoben.

Tabelle X (Abfluſstemperaturen).

Zufluſs-temperatur °Celsius	Stündliche Wassermenge in Kubikmetern				
	5	10	15	20	25
5	28	**17**	**12**	**11**	**10**
10	34	**22**	**18**	**16**	**15**
15	39	26	**22**	**21**	**20**
20	44	32	28	**26**	**25**
25	50	38	34	**32**	**30**

Wesentlich einfacher gestaltet sich die Ermittelung des Wasserbedarfes bei Anwendung der reinen

Verdunstungskondensation, da jedes Kilogramm Wasser rund 600 Cal. bindet. Die Verflüssigungstemperatur des Kälteträgers wird hierbei stets um einige Grade den Thaupunkt der Luft übersteigen, auf welchen das Kühlwasser, bevor es verdunstet, sich an den Kondensatorrohren erst erwärmen mufs, wenn seine Temperatur nicht ohnehin schon höher lag. Aufserdem wird die Verdunstung nur dann eintreten, wenn die Luft noch nicht mit Wasserdampf gesättigt war.[1]) In diesem Falle geht sie erst dann vor sich, wenn das Wasser an den Rohren eine höhere Temperatur als diejenige der Luft angenommen hat, wovon man übrigens durch Benutzung des kalten Kühlwassers zur Temperaturerniedrigung des im Kondensator verflüssigten Kälteträgers Nutzen ziehen kann. Jedenfalls erkennt man, dafs die Funktion eines Verdunsstungskondensators in hohem Grade von der Witterung abhängig ist, dafs er bei trockener Luft günstig, bei feuchter dagegen nur mühsam arbeiten wird, wenn auch der Wasserverbrauch immer gegenüber der blofsen Wasserkühlung ein minimaler bleibt.

Eine grofse Rolle spielt naturgemäfs auch die Aufnahmefähigkeit der Luft, weil hierdurch die dem Kondensator stündlich zur Verfügung zu stellende Luftmenge bestimmt wird. In vollständig gesättigtem Zustande enthält jeder Kubikmeter eine Dampfmenge, welche für einzelne Temperaturen durch die nachstehende Tabelle XI in Grammen gegeben ist.

---

[1]) Das treibende Moment für die Verdunstung ist die Differenz der Spannungen des Wasserdampfes an der Wasseroberfläche und in der Luft; ist diese Differenz negativ, so findet umgekehrt ein Niederschlag und damit eine Wärmezufuhr an der Wasseroberfläche statt.

Tabelle XI (Dampfgehalt der gesättigten Luft).

Temperatur ° Cels.	Dampfgehalt g pro 1 cbm	Temperatur ° Cels.	Dampfgehalt g pro 1 cbm	Temperatur ° Cels.	Dampfgehalt g pro 1 cbm
0	4,87	+11	9,96	+21	18,16
+1	5,21	12	10,60	22	19,24
2	5,57	13	11,56	23	20,38
3	5,95	14	11,98	24	21,57
4	6,36	15	12,74	25	22,82
5	6,79	16	13,53	26	24,13
6	7,25	17	14,36	27	25,50
7	7,73	18	15,24	28	26,95
8	8,24	19	16,15	29	28,47
9	8,73	20	17,34	30	29,90
10	9,36			35	39,51

Der absolute Dampfgehalt der Luft schwankt nun zwischen 60 und 95 % dieser Werte, so dafs die Luft noch Wasserdampf durch Verdunstung aufzunehmen vermag. Diese Aufnahmefähigkeit ergibt sich für einzelne Temperaturen und Feuchtigkeitsgehalte aus der vorigen Tabelle in Grammen folgendermafsen:

Tabelle XII (Aufnahmefähigkeit ungesättigter Luft).

Lufttemperatur ° Cels.	Feuchtigkeitsgehalt der Luft			
	60 %	70 %	80 %	90 %
10	3,74 g	2,81 g	1,87 g	0,94 g
15	5,10 »	3,82 »	2,55 »	1,27 »
20	6,94 »	5,20 »	3,47 »	1,73 »
25	9,13 »	6,85 »	4,56 »	2,28 »
30	11,96 »	8,97 »	5,98 »	2,99 »
35	15,80 »	11,85 »	7,90 »	3,91 »

Aus dieser Tabelle folgt z. B., dafs 1 cbm Luft mit einem durch das Hygrometer festgestellten Feuchtigkeitsgehalte von 70 % bei + 20 ° C. 5,2 g Wasser aufzunehmen vermag, wodurch rd. 3,12 Cal. gebunden werden. Für eine Kühlanlage von 100 000 Cal. stündlicher Kälteleistung wird nun unter diesen Verhältnissen die Kondensatorleistung ca. 126 000 Cal. betragen, zu deren Abführung eine Verdunstung von rd. 210 kg Wasser erforderlich sind, welche ihrerseits unter den genannten Verhältnissen eine Luftmenge von stündlich 40 000 cbm im Minimum erfordern. Da man indessen auf eine vollständige Sättigung der Luft durch den Verdunstungsvorgang nicht rechnen kann, so ist der Luftbedarf auf das 1½fache ungefähr zu veranschlagen.

Ganz dasselbe gilt naturgemäfs von der nachträglich durch teilweise Verdunstung erzielten Abkühlung des gebrauchten Kühlwassers der sogen. Rückkühlung; einigermafsen gemildert wird der Einflufs warmer und feuchter Witterung auf den Verdunstungsvorgang in der Praxis durch Vereinigung dieser mit der oben erwähnten reinen Wasserkühlung, indem man z. B. für 100 000 Cal. stündlicher Kälteleistung statt der theoretisch erforderlichen Verdunstungsmenge von 200 bis 250 kg den 4- bis 6 fachen Betrag an Kühlwasser, wenn irgend möglich, zuführt.

Nach den vorstehenden Erörterungen bietet es keine Schwierigkeit, sich für die Methode der Kondensation zu entscheiden, wenn die meteorologischen Verhältnisse des Aufstellungsortes der Kühlanlage bekannt sind. Um hierfür einen Anhalt zu bieten, sind die wichtigsten Daten (Monatsmittel) für Frankfurt a. M. in der Tabelle XIII zusammengestellt, aus

der man erkennt, dafs die Kondensatorkühlung in den Monaten Februar, März, Oktober und November am besten mit Flufswasser, welches überdies in fast unbegrenzter Menge zur Verfügung steht, von April bis September dagegen mit Grundwasser bewirkt werden kann. Da der Thaupunkt gerade in den heifsesten Monaten über der Grundwassertemperatur liegt, so erscheint die Verdunstungskühlung lediglich als Notbehelf bei ungenügender Grundwassermenge. In der That zeigen denn auch Verdunstungskondensatoren mit Berieselung stets höhere Drucke als Tauchkondensatoren, auch bei übereinstimmenden Wasserzu- und Abflufstemperaturen. Diese Erscheinung ist übrigens hauptsächlich dadurch begründet, dafs der Wärmeübergang von Wasser an die Luft auch bei kräftiger Verdunstung in der Zeiteinheit eine gröfsere Oberfläche erfordert, als der entsprechende Übergang zwischen den Kälteträgern in den Kondensatorrohren auf das umgebende Wasser. Diese geringere Übertragungsfähigkeit kann natürlich nur durch ein gröfseres Temperaturgefälle und folglich auch bei denselben Wassertemperaturen durch höheren Kondensatordruck ausgeglichen werden. Die in der Neuzeit vielfach zu beobachtende Vorliebe für Verdunstungskondensatoren mit Berieselung ist demnach vom ökonomischen Standpunkte nicht allgemein gerechtfertigt. Steht allerdings nur Kühlwasser zur Verfügung, das entweder sehr viel organische Substanzen mit sich führt oder durch Niederschlag von Salzen (z. B. Kalk, Gyps u. s. w.) den Wärmedurchgang durch die Rohroberflächen beeinträchtigt, so rechtfertigt dies die Wahl der leicht und ohne Betriebsstörung zu reinigenden Verdunstungsapparate.

Tabelle XIII.

Monat	Luft-temperatur °C	Dampf-spannung mm Quecksilber	Thau-punkt °C	Temperatur des Grund-wassers °C	Temperatur des Flufs-wassers °C
Januar . .	0,5	3,9	— 2,3	7,9	2,0
Februar .	2,0	4,2	— 1,3	7,2	2,6
März . . .	5,4	4,6	0	7,5	5,5
April . . .	10,0	5,5	+ 2,5	8,1	10,2
Mai	13,0	7,7	+ 7,4	9,1	13,9
Juni . . .	18,0	9,9	+ 11,2	10,3	18,4
Juli	19,7	11,1	+ 13,0	11,6	20,4
August . .	19,0	10,6	+ 12,2	12,2	19,9
September	15,0	9,5	+ 10,5	12,5	16,8
Oktober .	9,5	7,0	+ 6,0	12,3	10,8
November	4,3	5,6	+ 2,8	10,9	4,9
Dezember	0,5	4,4	— 0,7	9,3	2,4

22. Die Tauchkondensatoren und Flüssigkeitskühler. Die Kondensatoren bestehen nun in fast allen Fällen aus sog. patentgeschweifsten schmiedeisernen Rohren mit inneren Durchmessern von 20 bis 36 mm und Wandstärken von 3 bis 6 mm je nach den Pressungen der Kälteträger. Für schweflige Säure findet man bisweilen auch noch schwächere, kupferne Rohre verwendet, in neuester Zeit sogar flaschenartige schmiedeiserne Körper, aus denen das Kondensat durch innere Steigrohre entfernt wird. Wird die Verflüssigungswärme an Wasser abgegeben, ohne dafs auf dessen Verdunstung gerechnet wird, so braucht auch die Wasseroberfläche nicht erheblich zu sein. In diesem Falle durchströmt das Kühlwasser meist ein mehr oder weniger cylindrisches, oben offenes Gefäfs, in welches die spiralförmig zusammengewundenen Kondensator-

rohre eintauchen, weshalb diese Anordnungen auch als Tauchkondensatoren bezeichnet werden. Der Kälteträger strömt in den Spiralröhren immer von oben nach unten, während man das Kühlwasser umgekehrt unten eintreten und oben ablaufen läfst,

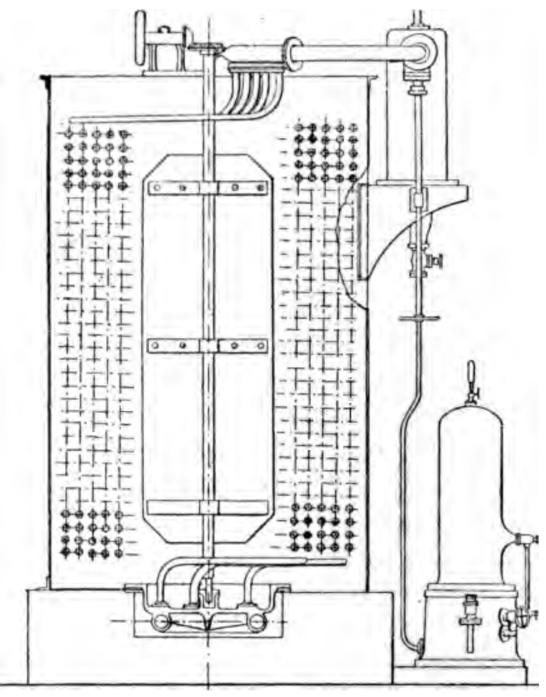


Fig. 89.

wobei es sich allmählich erwärmt. Um in jeder Höhenschicht die durch das Gegenstromprinzip geforderte gleichmäfsige Temperatur zu erzielen, und zu verhüten, dafs das Kühlwasser, ohne Wärme aufgenommen zu haben, im Hohlraum innerhalb d Windungen aufsteigt, ist in demselben ein
racht, welches das emporsteigende

Wasser nach den aufsen liegenden Windungen hintreibt. Ein solcher Kondensator mit fünf Rohrsystemen ist in Fig. 89 dargestellt[1]); die Ein- und Austrittsmündungen für das Kühlwasser sind in der Skizze nicht ersichtlich. Die erstere ist gewöhnlich als einfacher Rohrstutzen mit einem Absperrschieber versehen ausgebildet, die Austrittsöffnung dagegen meist als Überlauf *U*, wie in Fig. 90, konstruiert und mit einem für bestimmte Durchlaufsmengen bei gegebener und markierter Druckhöhe geaichten Hahn *A* verbunden. Zur Kontrolle der Druckhöhe ist der Überlauf mit einem offenen Wasserstandsglas *W* versehen und, um die Pressung hinter dem Hahn auf der Höhe des äufseren Atmosphärendruckes zu halten, durch einen offenen Trichter an das Ablaufrohr angeschlossen.

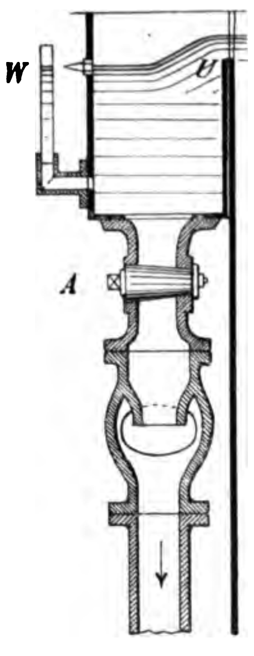


Fig. 90.

Die Rohrsysteme des in Fig. 89 dargestellten Kondensators besitzen sämtlich die gleiche Windungszahl, haben also infolge des von innen nach aufsen zunehmenden Windungsdurchmessers verschiedene Rohrlängen und Wärmedurchgangsflächen. Mit den Rohrlängen wachsen aber bekanntlich die Bewegungswiderstände des Kälte-

[1]) Diese Figur verdeutlicht aufserdem noch die Verbindung des Fixaryschen Ölabscheiders mit dem Kondensator und dem danebenstehenden Ölsammler. (Siehe oben Fig. 46.)

trägers, so dafs bei dieser Anordnung die äufseren Rohrsysteme mit gröfserer Wärmedurchgangsfläche von einer viel geringeren Menge des Kälteträgers in der Zeiteinheit durchströmt werden wie die inneren. Auch ist das die äufseren Windungen umspülende Kühlwasser der Einwirkung des Rührwerkes viel weniger ausgesetzt, so dafs die inneren Systeme stärker in Anspruch genommen werden. Die Folge davon ist ein verschiedenes Temperaturgefälle zwischen dem Kühlwasser und dem Kälteträger auch an Stellen gleichen Niveaus und damit ein ungleicher Wärmeübergang bezogen auf einen Quadratmeter Heizfläche in der Zeiteinheit.

Diesen Übelstand beseitigte wenigstens zum gröfsten Teile die Gesellschaft für Lindes Eismaschinen dadurch, dafs sie den einzelnen Systemen durchweg die gleiche Rohrlänge gab. Selbstverständlich mufsten infolgedessen die inneren Spiralen eine gröfsere Windungszahl für dieselbe Bauhöhe erhalten wie die äufseren (siehe Fig. 91). Damit aber kamen anderseits die einzelnen Windungen der inneren Systeme so nahe aneinander, dafs für die Wasserzirkulation nur wenig Raum mehr übrig blieb und folglich die Wirkung des Rührwerks bei steigendem Arbeitsverbrauch desselben sich verminderte. Indessen liefs sich auch dieser Mangel beheben durch gänzliche Fortlassung des zentralen Rührwerkes, Ausschaltung des im Inneren freibleibenden Raumes aus der Wasserzirkulation durch einen Blechcylinder und seitliche, möglichst tangentiale Einströmung des Kühlwassers, welches somit, durch die Spiralrohre selbst geführt, im Gegenstrom zu dem Kälteträger emporsteigt. Auch die blofse Einführung des Kühlwassers in den

mittleren, bis oben offenen und nur unten mit dem von den Spiralen erfüllten Raume kommunizierenden Blechcylinder ist neuerdings recht beliebt geworden.

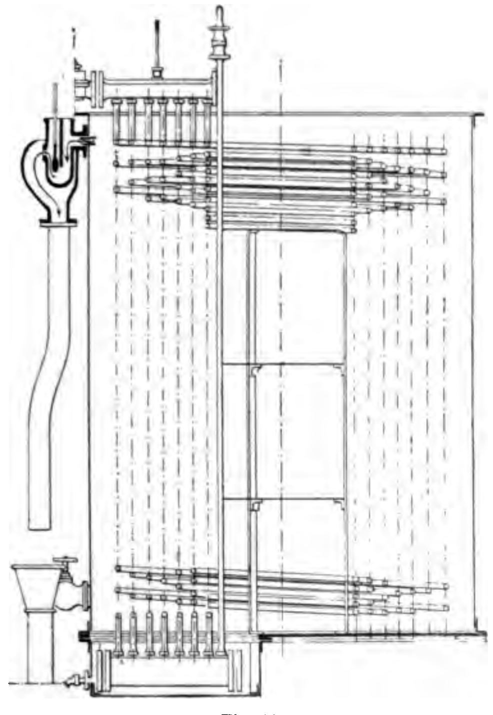


Fig. 91.

Jedenfalls hat sich die Weglassung des Rührwerkes besonders gut bei den Flüssigkeitskühlern[1]) bewährt, welche, wie in Fig. 92, oft nur

---

[1]) Dieselben werden auch häufig in Bezug auf den Kälteträger als Nachkühler, in Bezug auf das Kühlwasser dagegen als Vorkühler benannt. Der obige einheitliche und den Vorgang klar bezeichnende Ausdruck dürfte jedes Mifsverständnis ausschliefsen.

eine Spirale enthalten, jedoch eine fast vollständige Durchführung des Gegenstromprincips gestatten. Sie haben den Zweck den im Kondensator bei höherer Temperatur verflüssigten Kälteträger bis nahe auf die Zuflufstemperatur des Kühlwassers abzukühlen und erst dann dem Regulierventil mit verminderter Flüssigkeitswärme zuzuführen.

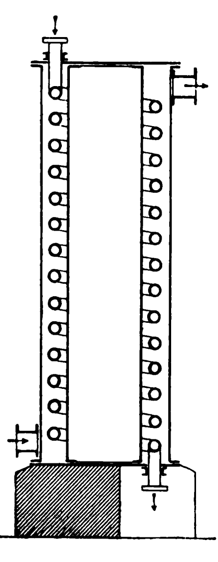


Fig. 92.

Um dem Kälteträger durch natürliches Gefälle den Abflufs nach dem Flüssigkeitskühler zu ermöglichen, empfiehlt es sich, den letzteren tiefer als den Kondensator zu stellen, wodurch anderseits die Notwendigkeit entsteht, das Kühlwasser unter Druck durch den Kühler zu führen, denselben also vollständig abzudichten (Fig. 92).

Mit Tauchkondensatoren lassen sich nach dem Vorschlage des Ingenieurs Stetefeld die Flüssigkeitskühler auch unmittelbar vereinigen, indem man die Rohrspiralen des letzteren unter Weglassung des Kondensatorrührwerkes in den dadurch freigewordenen cylindrischen Innenraum des Kondensators, der vom Kondensatorraum abzusperren ist, verlegt. Alsdann fliefst das Kühlwasser zuerst oben in den Innenraum und tritt unten in den Kondensatorraum über, während der Kälteträger umgekehrt in den Spiralen strömt.

Die in Fig. 93 schematisch dargestellte, häufig angewandte Verbindung der Flüssigkeitskühler mit dem Tauchkondensator bietet zwar den Vorteil einer

einfachen Wasserführung *W W*, verursacht dagegen bisweilen Schwierigkeiten im Betriebe durch Bildung von Dampfblasen in dem hochgeführten Verbindungsrohr *A* zwischen beiden Apparaten. Diese Erscheinung tritt dann ein, wenn die Flüssigkeit vom Kondensator nahezu im Siedezustand abläuft und die Aufsentemperatur relativ hoch ist. Dann wirkt die Wärmezufuhr von aufsen zusammen mit der Entlastung von der Flüssigkeitssäule bei *A*, so

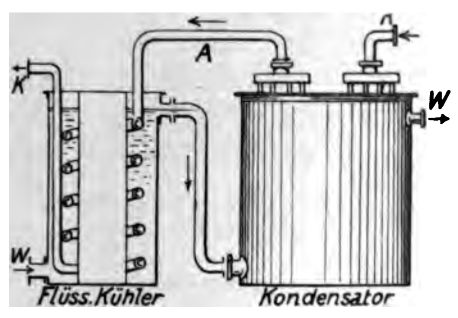


Fig. 93.

dafs sich dort Dampf bilden und den weiteren Übertritt von Flüssigkeit hindern kann. Diese Störung ist insbesondere bei SO_2-Kondensatoren beobachtet worden, in denen relativ geringe Drucke herrschen, denen gegenüber die Flüssigkeitssäule in den Apparaten schwer ins Gewicht fällt. Durch die oben schon empfohlene Tiefstellung des Flüssigkeitskühlers wird sie aber auch bei dieser Maschinengattung sofort beseitigt.

Recht zweckmäfsig erscheint auch eine neuerdings von der Maschinenfabrik Germania in Chemnitz angewandte Verbindung des Flüssigkeitskühlers mit Berieselungskondensatoren. Unter die Tropfschale des letzteren wird nämlich eine ebensolche

so aufgestellt, dafs sie zugänglich und doch durch die erstere beschattet ist. Die untere Tropfschale enthält alsdann einfach eine horizontal verlegte Rohrschlange nach Fig. 99, in welcher das verflüssigte Ammoniak cirkuliert, während sie aufsen von dem durch vertikale Zwischenwände im Gegenstrom geführten kalten Wasser umspült wird. Das abfliefsende

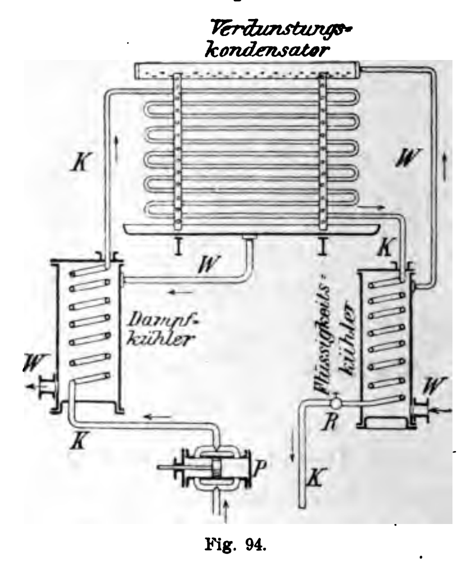


Fig. 94.

Wasser mufs schliefslich durch eine Pumpe dem Berieselungskondensator zugeführt werden.

Eine entsprechende Vorrichtung zur Abkühlung des vom Kompressor kommenden überhitzten Dampfes bis zur Verflüssigungstemperatur, d. i. zur Abführung der Überhitzungswärme unter Benutzung des vom Kondensator ablaufenden Kühlwassers, ist bis jetzt, meines Wissens, nur vereinzelt bei amerikanischen Ammoniakmaschinen zur Anwendung gelangt, obwohl dieselbe vor allem bei

Kohlensäuremaschinen wenigstens zu einer nicht unerheblichen Wasserersparnis führen dürfte, da alsdann das Wasser, ohne die Kondensation zu beeinträchtigen, mit einer beträchtlich höheren Temperatur ablaufen könnte, als jetzt.[1]) In Fig. 94 ist ein solcher Dampfkühler in Verbindung mit einem Verdunstungskondensator und Flüssigkeitskühler schematisch dargestellt; die Wasserleitungen sind mit *W*, diejenigen des Kälteträgers mit *K*, das Regulierventil mit *R* und schliefslich der Kompressor mit *P* bezeichnet; das Gegenstromprincip ist hierbei ziemlich vollkommen durchgeführt.

Eine sehr vollständige Gegenstromwirkung läfst sich wenigstens für schweflige Säure, deren Drücke

---

[1]) Zur Übersicht dieser Verhältnisse ist es notwendig, die auf Unterkühlung, Kondensation und Überhitzung entfallenden Wärmemengen für die einzelnen Kälteträger kennen zu lernen, wozu die nachstehende Tabelle dienen soll.

Tabelle XIV.

Verflüssigungstemperatur im Kondensator . . °C	+ 20			+ 30		
Kälteträger	NH_3	SO_2	CO_2	NH_3	SO_2	CO_2
Temperatur am Ende d. Kompression rd. °C	70	65	46	98	88	66
Anteil d. Überhitzungswärme . . .	0,100	0,075	0,228	0,128	0,097	0,405
» » Verflüssigungswärme . . .	0,872	0,877	0,639	0,817	0,803	0,346
» » Unterkühlungswärme . . .	0,028	0,048	0,133	0,055	0,100	0,249

In derselben sind einzelnen Wärmemengen bei einer Kondensationstemperatur von + 20° und + 30°, einer Unterkühlung auf + 10°, sowie unter Voraussetzung einer Verdampfertemperatur von — 10° in Bruchteilen der gesamten Kondensatorleistung, die sich als Summe aller drei Wärmemengen ergibt, verzeichnet.

die Kondensation in einem weiten Gefäfse ermöglichen, innerhalb eines solchen dadurch erzielen, dafs man, wie in Fig. 95 angedeutet ist, durch dasselbe vermittelst zahlreicher dünnwandiger und enger Röhren das Kühlwasser hindurchleitet, das ganze Gefäfs aber selbst noch vom Wasser umspülen läfst. Bedenklich sind an dieser Konstruktion vielleicht die zahlreichen Dichtungen im Wasser, welche jedenfalls eine sehr sorgfältige Ausführung und Überwachung erfordern.

Was die Dimensionierung der Tauchkondensatoren betrifft, so hat die Erfahrung gelehrt, dafs man bei einem mittleren Temperaturgefälle von 5 bis 7° auf 1 qm mittlerer Heizfläche

---

Hieraus erkennt man, welch bedeutenden Anteil die Unterkühlungs- und Überhitzungswärme vor allem bei Kohlensäuremaschinen an der Kondensatorleistung hat, während die Verflüssigungswärme in der Nähe des kritischen Druckes sehr klein ausfällt und oberhalb desselben überhaupt verschwindet. Insbesondere aber sind die vorstehenden Zahlen geeignet, die getrennte Abführung der Überhitzungswärme im Gegenstrom zu stützen. Der hierzu notwendige Dampfkühler wird in Amerika im Gegensatz zum Flüssigkeitskühler über den Tauchkondensator gestellt. Siehe Gutermuth: Amerikanische Ammoniak-Kompressionskältemaschinen. Zeitschrift d. Vereins d. Ing. 1894, sowie Zeitschrift f. Kälte-Ind. 1889 S. 46. An letztgenannter Stelle wird ein Flüssigkeitskühler beschrieben in Verbindung mit einem Verdunstungskondensator, dem untere Spiralen als Dampfkühler dienen, eine entschieden sehr beachtenswerte Anordnung.

In Deutschland hat Sedlacek das Druckrohr von Kohlensäurekompressoren in einen unterirdischen Kanal verlegt, in welchem das vom Kondensator ablaufende Kühlwasser strömte, und so eine Dampfkühlung erreicht, deren Wirksamkeit vielleicht nur durch die etwas geringe Wärmedurchgangsfläche des Rohres beeinträchtigt werden dürfte.

(d. i. der Mittelwert der inneren und äufseren Rohroberfläche) einen stündlichen Wärmedurchgang von 800 bis 1200 Kal. rechnen darf. Die Wandstärke der Rohre hat hierauf nur geringen Einflufs, dagegen

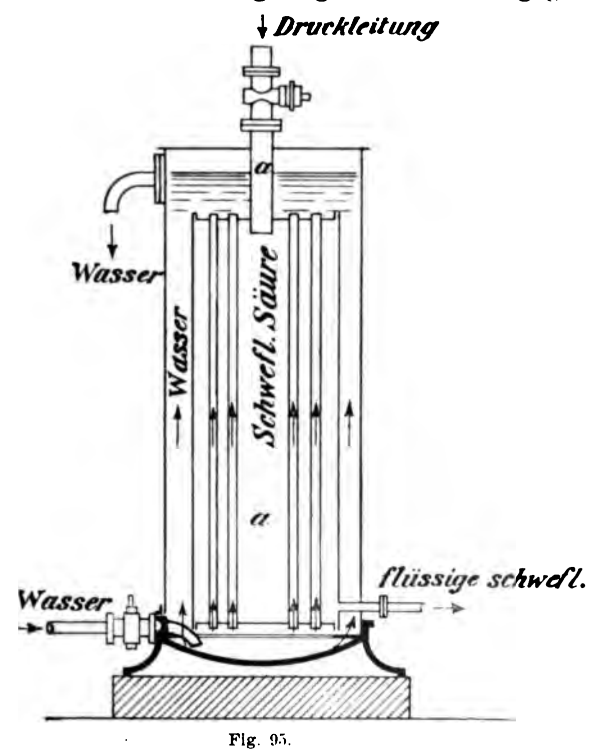


Fig. 95.

ist die Verteilung dieser Fläche auf den eigentlichen Kondensator und den Flüssigkeitskühler nach Mafsgabe der zu übertragenden Wärmemengen wichtig.[1]).

[1]) Eine detaillierte Verfolgung des Wärmedurchgangs für die einzelnen Stadien der Kondensation im Innern der Rohre dürfte angesichts unserer ungenügenden Kenntnis der Wärmedurchgangsgesetze z. Zt. verfrüht sein.

23. Die Verdunstungskondensatoren und Rückkühlapparate müssen vor allem dem verdunstenden Wasser eine möglichst grofse Berührungsfläche mit der atmosphärischen Luft bieten; weiterhin sollen sie thunlichst an solchen Orten aufgestellt sein, wo eine lebhafte Luftbewegung herrscht, damit die infolge der Verdunstung gesättigte Luft rasch durch trockene verdrängt werden kann. Die erste Bedingung wird dadurch erfüllt, dafs man bei Verdunstungskondensatoren das Wasser an den horizontal hin- und hergeführten Kondensatorrohren in dünner, aber kontinuierlicher Schicht herabrieseln läfst, die zweite durch deren Aufstellung auf dem Dache eines Hauses oder auf einem hohen Gerüst (selbstverständlich in unmittelbarer Nähe des Maschinenraumes), wobei die Kondensatorrohre die Richtung des vorherrschenden Windes besitzen sollen. Kann man aber — aus lokalen Gründen — auf einen genügenden natürlichen Luftwechsel nicht rechnen, so empfiehlt sich der Einbau des Kondensators in einen geschlossenen Raum und eine künstliche Hindurchführung der Luft mit Hilfe von Ventilatoren, deren Arbeitsbedarf bei den für gröfsere Kühlanlagen erforderlichen enormen Luftmengen (siehe das Beispiel am Schlufse von § 21) keineswegs zu unterschätzen ist. Infolgedessen wird man hiervon nur im Notfalle Gebrauch machen, und sollte jedenfalls das Abführungsrohr der gesättigten und erwärmten Luft (des sog. Schwadens) vertikal nach aufwärts führen, um so deren Auftrieb noch auszunutzen.

Die Verbindung der horizontalen Kondensatorrohre geschieht in Amerika einfach durch angeschraubte, mit Blei gedichtete Bogenstücke, während man bei uns, anolog den Tauchkondensatoren, die

Rohre aneinander schweifst und an den Enden umbiegt. Auf diese Weise entstehen dann Rohrsysteme, wie in Fig. 96 bis 98 dargestellt, mit einem freien Raum im Innern, welcher dem natürlichen oder künstlichen Luftzug nur unvollkommen ausgesetzt ist und somit die volle Ausnutzung der nach innen liegenden

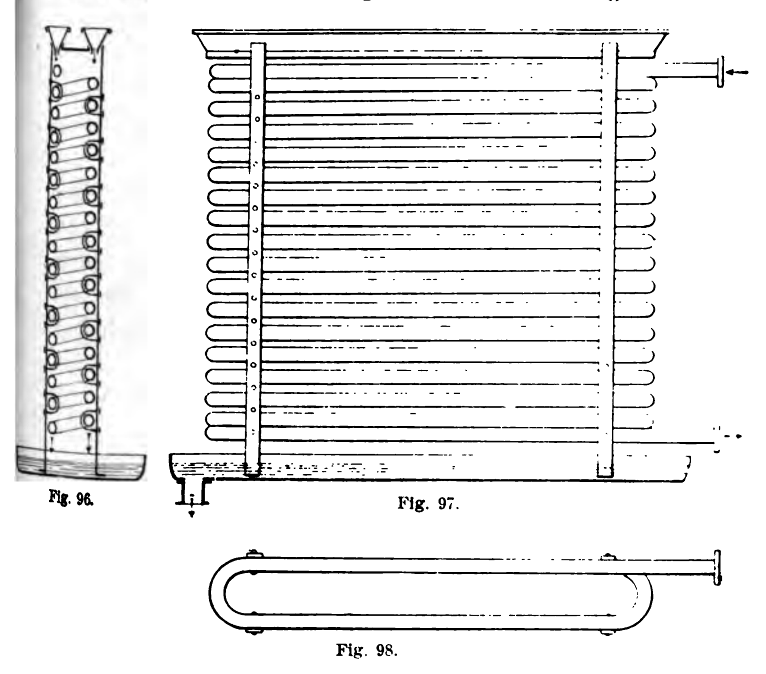


Fig. 96. Fig. 97.

Fig. 98.

Rohroberfläche zur Verdunstung nicht gestattet, auch wenn die Berieselung ebenso wie an den Aufsenseiten verläuft. Die Entfernung der einzelnen Rohre voneinander wird nicht gröfser gemacht, als es die Anbringung von Bügeln zur Befestigung an vertikalen Stützen, (welche aus Flach-, Winkel- oder U-Eisen bestehen) erfordert. Das ganze System, über dem zwei unten offene Wasserverteilungsrinnen

hinlaufen, steht in einem Becken zur Aufnahme des nicht verdunsteten, also überschüssigen Wassers, welches entweder gar nicht oder nur unwesentlich erwärmt sofort zur Wiederverwendung geeignet ist.

Der mit dieser Anordnung verknüpfte Übelstand der ungleichmäfsigen Ausnutzung des Aufsenfläche der Rohre zur Verdunstung läfst sich durch Zusammensetzung des Kondensators aus hin- und hergebogenen Rohren nach Fig. 99 vermeiden. Alsdann werden nach dem Vorschlage von Professor v. Linde immer je drei dieser Rohre so aneinandergelegt, dafs die horizontalen Teile sämtlich in einer vertikalen Ebene liegen, in der sie durch Befestigung an vertikalen Stützen festgehalten werden. Damit sich bei dieser Zusammensetzung die Bogenstücke nicht hindern, müssen diese bei einem der Rohre durchwegs nach hinten, bei einem zweiten nach vorn aus der Vertikalebene herausgebogen werden, während die Bogen des dritten Rohres in der Ebene verbleiben können. Auf diese Weise entsteht ein in Fig. 100 und 101 dargestelltes Kondensatorelement, welches je drei Ein- und Ausmündungen für den Kälteträger besitzt, die durch geeignete Rohrstücke unter sich oder mit Sammelgefäfsen zu verbinden sind. Diese Anordnung bietet aufserdem den Vorzug einer leichten äufseren Reinigung der Rohre auch während des Betriebes. Die Zuführung des Kühlwassers kann hier wie oben durch eine Rinne oder auch durch ein weiteres, mit einer grofsen Zahl von Löchern versehenes Rohr

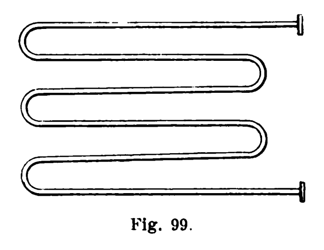


Fig. 99.

bewirkt werden. Vielleicht noch empfehlenswerter ist die Verwendung von oben längsgeschlitzten Wasserverteilungsröhren, da man bei solchen den Spalt leicht übersehen und reinigen kann. Bei sehr ungleichem Wasseraustritt pflegt man einzelne Stellen des Spaltes durch Holzpflöckchen zu verschliefsen und kann so eine recht gleichmäfsige Verteilung

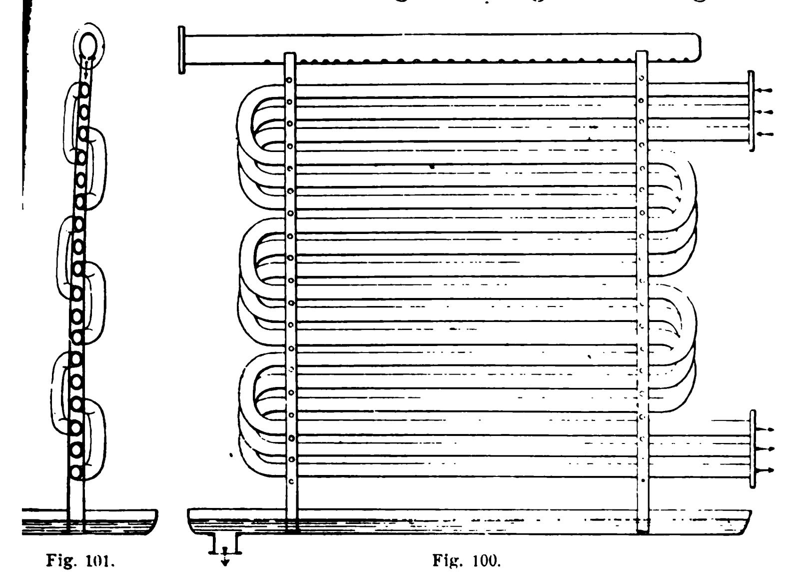


Fig. 101. Fig. 100.

des Wassers erzielen. Immerhin leiden diese Apparate sämtlich an dem am Schlusse des § 21 berührten Übelstande des verschiedenartigen Wärmeüberganges vom Rohrinnern an das herabrieselnde Wasser und von diesem an die Luft. Zur Abstellung desselben sind schon sehr zahlreiche Vorschläge gemacht worden, z. B. die Bedeckung der Spiralen mit Tüchern und engmaschigen Drahtnetzen, welche die Verdunstungsoberfläche vergröfsern. Dadurch geht

jedoch, abgesehen von der geringen Haltbarkeit dieser Stoffe, die grofse Übersichtlichkeit, also der Hauptvorzug der Verdunstungsapparate, verloren, so dafs man — im Falle wirklichen Wassermangels — zu-

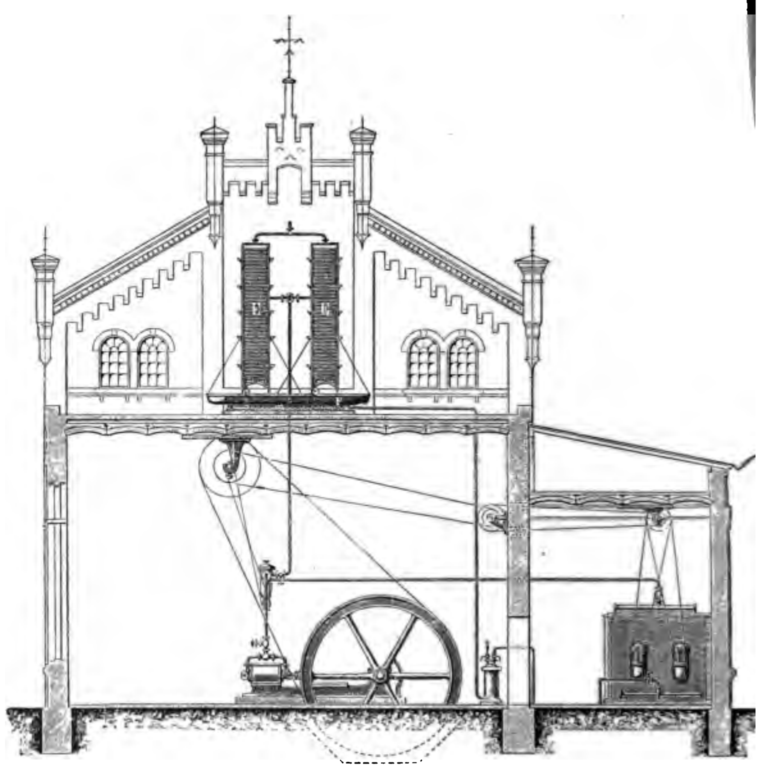


Fig. 102.

nächst diesen Mangel wohl oder übel in Kauf nehmen mufs. Wir werden aber weiter unten in den Rückkühlapparaten ein ganz ausgezeichnetes Mittel zur Abhilfe dieser Schwierigkeiten kennen lernen, welches indessen eine vollkommene Trennung des Kondensators von der Verdunstungsvorrichtung bedingt.

Die Aufstellung der Verdunstungskondensatoren nach den vorstehenden Anordnungen wird durch Fig. 102 und 103 verdeutlicht.[1]) Die beiden Apparate *E* befinden sich mit dem

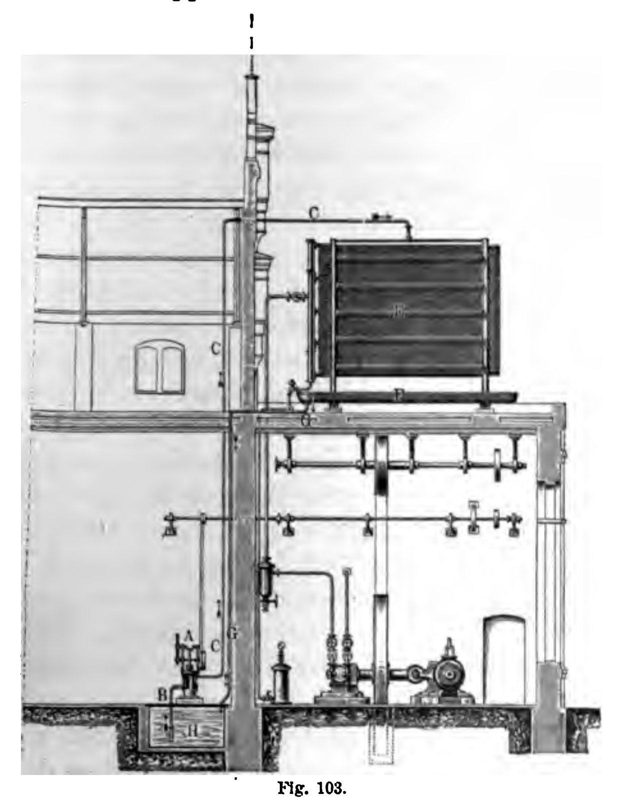


Fig. 103.

Sammelbecken *F* für das Wasser direkt auf dem Dache des Maschinenraumes und sind selbst aus mehreren übereinander gestellten Schlangenrohrsystemen nach Fig. 96 bis 98 zusammengesetzt,

[1]) Ausführung der Maschinenfabrik »Germania« in Chemnitz für die Brauerei F. Smits van Waesberghe in Breda.

welche ihrerseits an stehende Sammelrohre angeschlossen sind. Das Wasser wird durch eine Pumpe *AB* aus dem Kühlwasserbassin *H* abgesaugt und durch die Druckleitung *CC* den Verteilungsrinnen zugeführt. Um wenigstens einen Teil des etwa durch zu starken Luftzug beim Herabrieseln verspritzten Wassers nutzbar zu machen, sind noch einige oben offene Rinnen an den Seiten der Kondensatoren angebracht, welche das Spritzwasser aufnehmen und der Rohroberfläche wieder zuführen. Allerdings darf nicht aufser Acht gelassen werden, dafs diese Rinnen unter Umständen der intensiven Belüftung hinderlich sein können. Das nicht verdunstete Wasser fliefst aus dem Becken *F* durch die Leitung *GG* in das Bassin *H* wieder zurück.

Während man bis vor kurzem jede Überdachung der Berieselungskondensatoren als Hindernis für die Luftcirkulation verwarf, hat sich dieselbe bei genauer Beobachtung als Schutz gegen die Bestrahlung durch die Sonne nützlich erwiesen. Nur sollte hierbei die Anbringung von Dachreitern mit seitlichen Öffnungen zum Abzuge des Schwadens nicht unterlassen werden. Ebenso zweckmäfsig sind Jalousien aus horizontalen Brettern vor allem gegen Süden und Westen, welche so zu stellen sind, dafs Luft — wenn auch unter Überwindung von Bewegungswiderständen — durch die Zwischenräume hindurchstreichen kann, die Sonnenstrahlen dagegen vollständig aufgefangen werden. Ist aufser der Kühlmaschine auch die Betriebsdampfmaschine mit einem Berieselungskondensator versehen, so dürfen diese beiden Apparate keinesfalls in unmittelbarer Nähe aufgestellt werden, damit nicht der wärmere Schwaden des Dampf-

kondensators an die Oberfläche des Kühlmaschinenkondensators gelangt und dessen Wirkung beeinträchtigt. Bei Platzmangel hilft man sich am einfachsten durch Höherstellen des Dampfkondensators.

Bei der Rückkühlung des vom Tauchkondensator ablaufenden Kühlwassers handelt es sich um die Herstellung der ursprünglichen Temperatur desselben durch Verdunstung eines kleinen Teiles, wozu man die ganze Wassermasse, auf einer möglichst grofsen Fläche in dünner Schicht ausgebreitet einem natürlichen oder in dessen Ermangelung künstlichen Luftstrome aussetzt. Hierdurch erzielt man einerseits ein Maximum der Verdunstungsmenge selbst, anderseits aber eine gleichmäfsige und rasche Verteilung der Abkühlung durch die ganze Masse. Der verdunstete Teil ist dann durch kaltes Zusatzwasser zu ersetzen, wonach das Ganze dem Kondensator wieder zugeführt wird. Beim Vorhandensein eines Flüssigkeitskühlers wird man das kalte Zusatzwasser selbstverständlich vorher diesem zuführen, um seine niedrige Temperatur voll auszuuutzen.

Die Herstellung einer grofsen Verdunstungsfläche geschieht nun zweifellos am einfachsten durch Aufstellung eines mit Reisigbündeln gefüllten Gerüstes, eines sog. Gradierwerkes (nach dem Vorgange der Salzsoolekonzentration) wie in Fig. 104. Das warme Wasser wird auf eine, über das ganze Gradierwerk hinlaufende offene Rinne gepumpt und läuft unter fortwährender teilweiser Verdunstung und Abkühlung über die dem Winde ausgesetzten Reisigbündel in das Sammelbassin.

Statt dieser durch Billigkeit ausgezeichneten, äufserlich jedoch wenig gefälligen Anordnung schlägt

die Firma »Holzindustrie Kaiserslautern« den Aufbau mit Hilfe von ausgezackten, horizontal gelegten Brettern oder Balken nach Fig. 105 vor, während die Armaturenfabrik in Frankenthal vorm. Klein, Schanzlin & Becker in einem

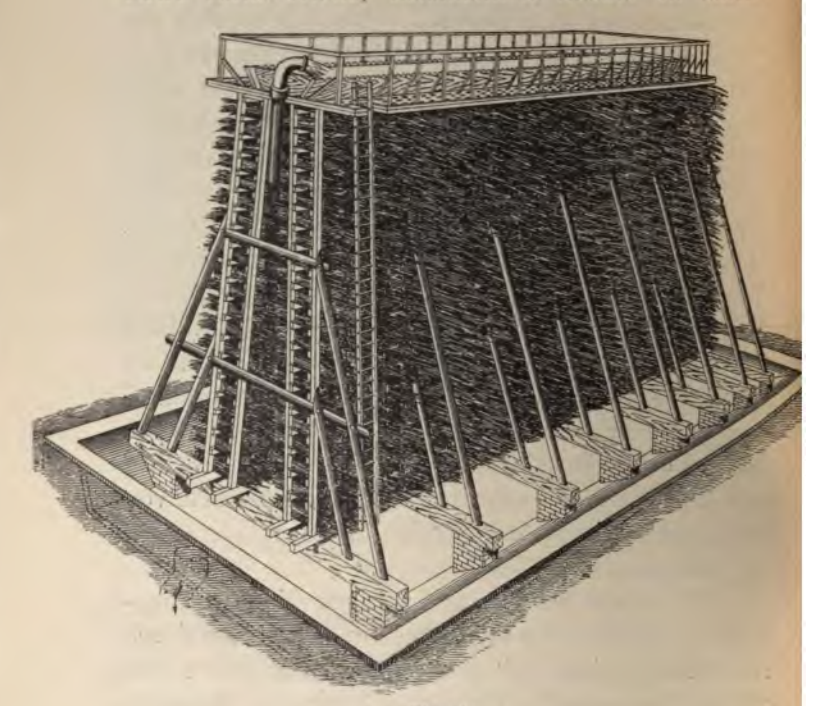


Fig. 104.

turmartigen, seitlich geschlossenen Raume schmale Bretter vertikal in mehreren Schichten so aufhängt, daſs die Seitenflächen derselben in zwei übereinander hängenden Gruppen zu einander stehen, um die von unten nach oben streichende Luft zu möglichst häufiger Berührung mit den vom Wasser berieselten Bretteroberflächen zu zwingen. Derartige Kamin-

kühler glaubte man früher nur mit künstlicher Belüftung betreiben zu können, während sich neuerdings gezeigt hat, daſs bei zweckmäſsiger Anordnung der Rieselflächen die Erwärmung der Luft durch

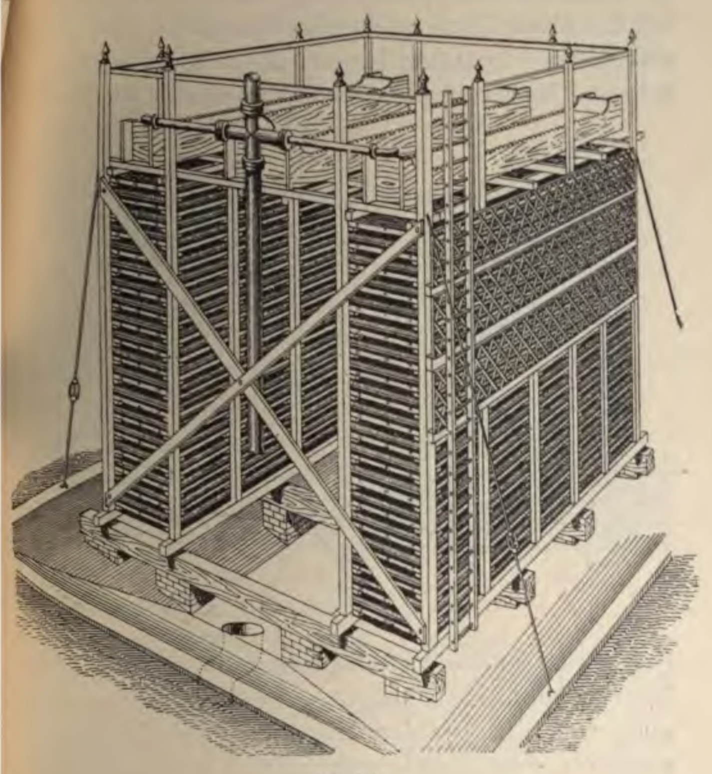


Fig. 105.

das abzukühlende Wasser meist hinreicht, um sie in genügender Menge zu fördern. In Fig. 106 u. 107 ist ein solcher Kaminkühler der Firma Balcke & Co. in Bochum dargestellt und zwar in unmittelbarer Verbindung mit einem darunter befindlichen

Berieselungskondensator. Bei diesem sog. Unterflurkühler ist die zweckmäfsige Trennung des Verdunstungs- und Kondensationsvorganges besonders deutlich.

Beachtenswert ist ferner die Körtingsche Rückkühlvorrichtung durch Zerstäuben des aus einer eigenartig angeordneten Mündung austretenden warmen Wasserstrahles, welcher schon in dieser

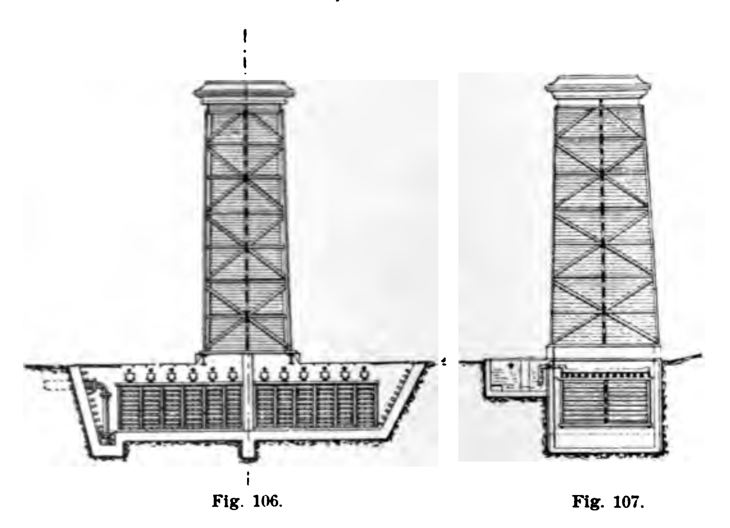


Fig. 106. Fig. 107.

Form eine grofse Verdunstungsfläche besitzt. Die letztere kann noch dadurch erhöht werden, dafs man nach Fig. 108 den zerstäubten Strahl in einem aus Holz oder Metall gefertigten Gradierwerk auffängt und langsam von diesem abtropfen läfst.

Schliefslich ist noch die unmittelbare Vereinigung des Tauchkondensators mit der Rückkühlvorrichtung in dem Lindeschen Scheibenkühler (Fig. 109 u. 110) zu erwähnen, der ausschliefslich mit künstlicher Luftbewegung arbeitet.

Die Kondensatorschlangen liegen in einem parallelepipedischen eisernen Kasten *W* in dem durch ein Rührwerk *R* in Zirkulation erhaltenen Kühlwasser, in welches eine grofse Anzahl von langsam um horizontale Achsen *X* rotierende Blechscheiben *S* mit $^1/_3$ ihres Durchmessers eintauchen und sich dabei fortwährend benetzen. Die auf ihrer Oberfläche befindliche Wasserschicht verdunstet alsdann unter dem Einflusse des zwischen den Scheiben durch den Ventilator *V* hindurchgetriebenen kräftigen Luftsromes. Auf diese Weise ist es möglich, auf 1 qm der benetzten Oberfläche stündlich 0,5 bis 1 kg Wasser zu verdunsten, was einer Wärmebindung von 300 bis 600 Cal. entspricht. Da nun auch die Verdunstung in den oben besprochenen Berieselungskondensatoren auf dieselbe Weise — allerdings meist unter natürlichem Luftzug — erfolgt, so dürften unsere Werte auch für diese Apparate gültig sein. Vergleicht man dieselben mit den Erfahrungszahlen für den Wärmedurchgang durch die Heizfläche der Tauchkondensatoren, so ergiebt sich, dafs die V e r d u n s t u n g s k o n d e n s a t o r e n i m a l l g e m e i n e n r u n d d i e d o p p e l t e H e i z f l ä c h e e r f o r d e r n wie jene.



Fig. 108.

24. Die Verdampfer der Kühlmaschinen dienen zur Aufnahme der Wärme bei niederer Temperatur, in ihnen vollzieht sich also die eigentliche Kühl-

wirkung. In den meisten Fällen (in der Brauerei sogar ausschliefslich) überträgt man dieselbe auf die abzukühlenden Gegenstände bezw. Räume durch eine zwischen diesen und dem Verdampfer zirkulierende Flüssigkeit, welche bei den in Frage kommenden Temperaturen weder gefrieren noch feste Bestandteile abscheiden darf, da hierdurch ihre Beweglichkeit gehindert bezw. ganz aufgehoben würde. Als solche Flüssigkeiten bieten sich nun die Lösungen gewisser, im Handel billiger erhältlicher Salze, wie Kochsalz ($NaCl$), Chlorcalcium ($CaCl_2$) und Chlormagnesium ($MgCl_2$) dar, während bei Temperaturen über 0° gewöhnliches Wasser ausreichend ist (Süfswasserkühlung).

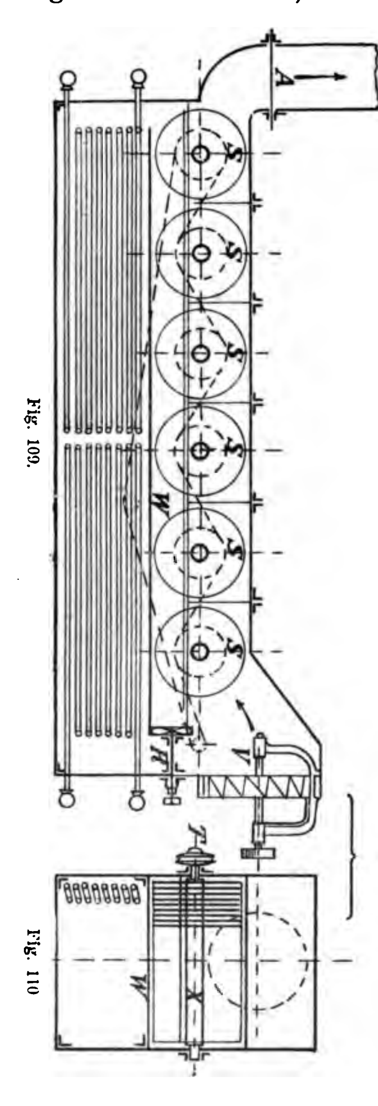


Fig. 109.
Fig. 110

Die Bedingung, dafs die Salzlösung nirgends feste Bestandteile ausscheiden soll, besagt,

dafs sie bei keiner der Temperaturen, welche sie im Verlaufe ihrer Cirkulation annimmt, gesättigt sein darf, da alsdann bei der geringsten weiteren Temperaturerniedrigung die Ausscheidung von Salzkrystallen beginnen würde. Diese Sättigungsmengen wasserfreien Salzes, in Kilogramm bezogen auf 1 l (= 1 kg) Wasser, sind für verschiedene Temperaturen in der nachstehenden Tabelle[1]) enthalten.

Tabelle XV.

Temperatur	Na Cl	Ca Cl_2	Mg Cl_2
+ 20°	0,360	0,74	0,570
+ 10°	0,357	0,60	0,565
0°	0,355	0,50	0,560
— 5°	0,345	0,45	0,550
— 10°	0,335	0,42	0,540
— 15°	0,327	0,38	0,535
— 20°	0,318	0,36	0,530

Aus dieser Tabelle geht hervor, dafs die Löslichkeit der verschiedenen Salze bei denselben Temperaturen sehr verschieden ist und auch in verschiedener Weise mit der Temperatur sich ändert. Weiterhin erkennt man, dafs eine Sättigung der Lösung bei normaler Temperatur (+ 10 bis 20° C.) durchaus zu vermeiden ist, da sonst unfehlbar bei der Abkühlung Ausscheidungen eintreten. Nimmt also z. B. die Salzlösung im Betriebe eine tiefste Temperatur von — 10° an, so darf der Gehalt an wasserfreiem Na Cl, Ca Cl_2 und Mg Cl_2 die Beträge

[1]) Auf graphischem Wege teilweise durch Extrapolation aus den Zahlenwerten der physik.-chemischen Tabellen von Landolt und Börnstein (Berlin 1894) abgeleitet.

von 0,335, 0,42, 0,54 auf 1 l Wasser keinesfalls auch bei normaler Temperatur nicht übersteigen. Es dürfen also zur Kälteübertragung nur verdünnte Lösungen verwendet werden. Bei diesen aber entsteht die Gefahr des Gefrierens, wenn ihr Salzgehalt zu niedrig ist. Zur Orientierung hierüber enthält die folgende Tabelle[1]) die Gefrierpunkte der beiden wichtigsten Salzlösungen Na Cl und $Ca\ Cl_2$, deren Salzgehalte in Kilogramm auf 1 l Wasser bezogen sind.

Tabelle XVI.

Salzgehalt in Kilogr. pro 1 l Wasser	Gefrierpunkt für	
	Na Cl	$Ca\ Cl_2$
0,05	— 3,8°	— 2,5°
0,10	— 7,4	— 5,6
0,12	— 8,9	— 7,0
0,15	— 11,0	— 9,6
0,20	— 14,4	— 14,8
0,25	— 17,7	— 22,1
0,30	— 20,4	—

Nach dieser Tabelle darf eine Salzlösung, welche auf — 10° abgekühlt wird, nicht weniger als 0,14 kg wasserfreies Na Cl oder 0,16 kg wasserfreies $Ca\ Cl_2$ auf 1 l Wasser enthalten. In der Praxis wendet man gewöhnlich Lösungen mit 0,25 kg auf 1 l Wasser an, welche bei — 17,7 bezw. — 22,1° gefrieren würden.

Diese Salzlösungen besitzen nun sämtlich den Nachteil, dafs sie das Eisen, aus welchem der Verdampfer und die Rohrleitungen vorwiegend bestehen, angreifen, wogegen auch die besten Anstriche auf die Dauer keine Abhilfe gewähren. Neuere Ver-

[1]) Nach Beobachtungen von Karsten, Gerlach und Kohlrausch.

suche[1]) haben gezeigt, dafs dieser Übelstand nur durch Neutralisation der Salzlösungen beseitigt werden

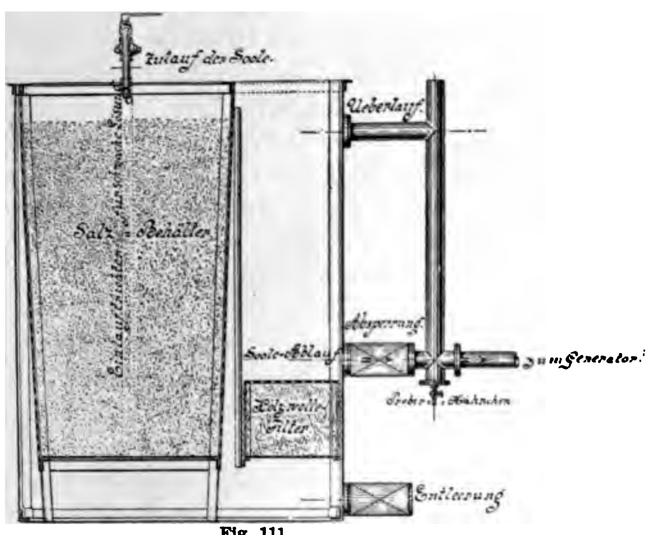


Fig. 111.

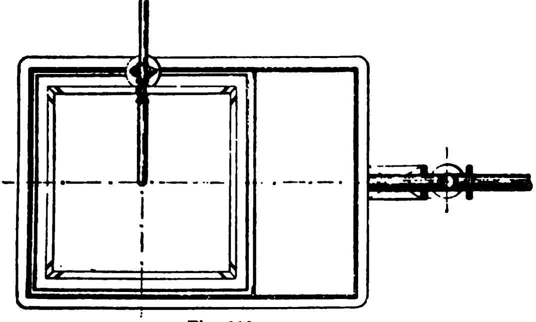


Fig. 112.

---

[1]) Dr. J. Brand: »Über Eisen nicht angreifende Kühllösungen für Eismaschinenanlagen« in der Zeitschrift f. d. ges. Brauwesen 1896. Der Verf. weist nach, dafs es nicht nötig ist, mit dem Sodazusatz bis zu 5 % hinaufzugehen, wie es anfangs in der Praxis geschah.

kann, wozu man sich am einfachsten der Soda (Na_2CO_3) bedient, und zwar in Zusätzen von 1 bis 2 kg auf 1 hl der Lösung. Leider ist dieses Verfahren nur bei Kochsalz (Na Cl) anwendbar, da die Soda aus den $Ca Cl_2$- und $Mg Cl_2$-Lösungen fast unlösliche Karbonate ausfällt.

Ist das zur Soole verwendete Salz oder auch das Wasser nicht ganz rein, bezw. wird die Auflösung in unsauberen Gefäfsen vorgenommen, so entsteht die Gefahr, dafs sich aus der Soole nachträglich Schlamm an der Aufsenfläche der Rohre absetzt und so deren Wärmeleitungsfähigkeit beeinträchtigt. Diesem Übelstand begegnet man am einfachsten durch Filtrierung der Soole vor ihrem Einlassen in den Verdampfer. Ein hierfür zweckmäfsiger Apparat Fig. 111 nnd 112 wird von der Firma B. Weisser in Basel unter der Bezeichnung Satisfakteur ausgeführt. Er besteht aus einem durch eine Scheidewand ungleich geteilten Blechkasten. In der gröfseren Abteilung befindet sich ein Behälter mit siebartig durchlöcherten Seitenwänden zur Aufnahme des aufzulösenden Salzes, in der kleineren ist zwischen zwei Siebböden Holzwolle verpackt. Die schwache Soole bezw. das zu sättigende Wasser kann man entweder, wenn man rasch auflösen will, direkt auf das Salz ausströmen oder aber bei langsamer, bezw. kontinuierlicher Sättigung in dem Zwischenraum zwischen Aufsenwand und Salzbehälter der gröfseren Abteilung eintreten lassen. Die gesättigte Lösung mufs vor ihrem Austritt aus dem Apparat jedenfalls die Holzwolle passieren, in der alle festen Bestandteile aufgehalten werden.

Die Wirkung der Verdampfer stimmt im allgemeinen mit derjenigen der Dampfkessel überein,

nur dafs wir es bei Kühlmaschinen mit einer Verdampfung bei niedrigen Temperaturen zu thun haben. Die Salzlösung dient dabei als Heizkörper, der den eigentlichen Verdampfungsraum von aufsen bespült. Dieser Verdampfungsraum kann nun, ebenso wie bei Dampfkesseln, in sehr verschiedener Weise ausgebildet worden, je nachdem man die eingeführte Flüssigkeit während des Verdampfungsvorganges zirkulieren oder sie im Ruhezustande sieden läfst. Man unterscheidet dementsprechend Verdampfer nach dem **Zirkulationssystem** von solchen nach dem **Sacksystem**.

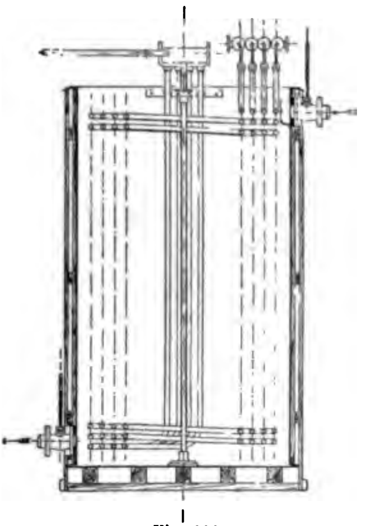


Fig. 113.

Fig. 114.

Die Konstruktion der Verdampfer erster Art, gleichviel ob dieselben zur Abkühlung von Salzlösungen oder von Süfswasser dienen, stimmt mit derjenigen der Tauchkondensatoren im allgemeinen überein, wie aus den Fig. 113 und 114 hervorgeht. Ebenso sind diese Apparate meist mit einem centralen Rührwerke versehen. Die Cirkulation des Kälteträgers erfolgt dagegen hier vorwiegend so, dafs das vom Regulierventil kommende Gemisch von

kalter Flüssigkeit mit etwas Dampf möglichst am tiefsten Punkteden Spiralen zugeführt und der entstandene Dampf an der höchsten Stelle abgesaugt wird, während die Salzlösung, wie die Pfeile andeuten, oben eintritt und, infolge der stetig fortschreitenden Abküh-

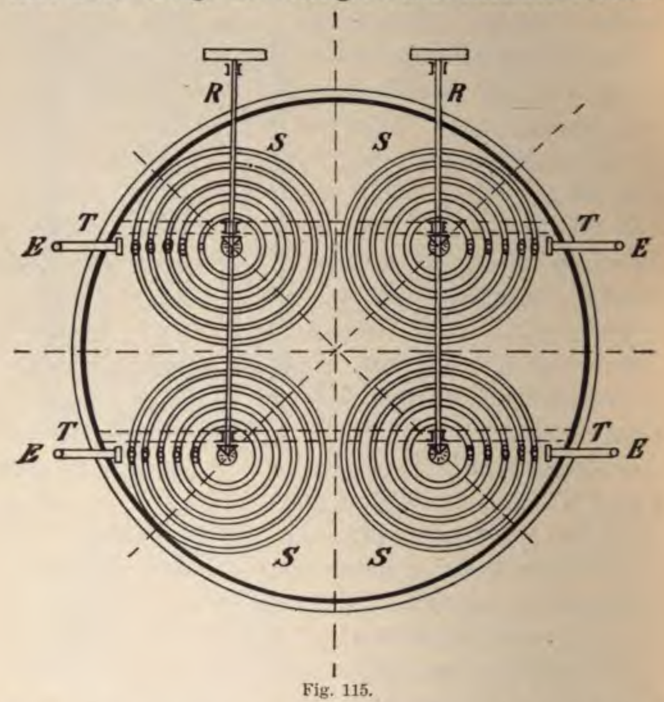


Fig. 115.

lung schwerer werdend, unten das Gefäfs verläfst. Auch hier empfiehlt es sich, behufs Erzielung einer gleichmäfsigen Ausnutzung der einzelnen Spiralen, deren Rohrlänge gleich zu machen, ihre Steigung also von innen nach aufsen zu erhöhen.

Charakteristisch für diese Verdampfergattung ist die infolge der fortschreitenden Verdampfung in den Rohren ansteigende Geschwindigkeit, welche

das Mitreifsen von Flüssigkeitsteilen, insbesondere bei knapper Heizfläche begünstigt. Die Cirkulationsverdampfer sind demnach besonders dann angebracht, wenn man im Kompressor nasse Dämpfe ansaugen will, wie es bei Ammoniak und Kohlensäuremaschinen noch immer die Regel ist.

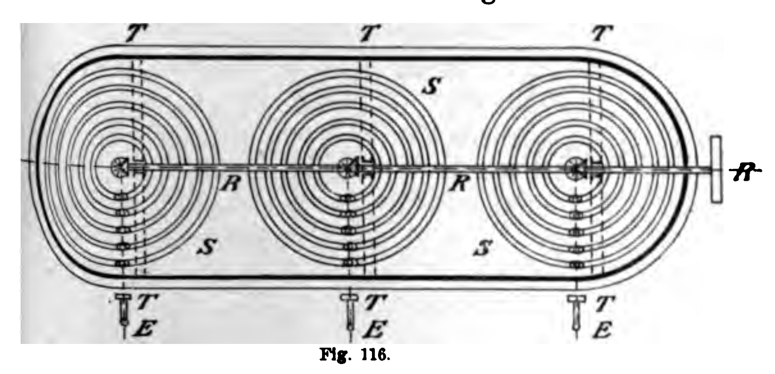


Fig. 116.

Bei sehr grofsen Kälteleistungen oder Süfswasserkühlern, welche, als Reservoire dienend, oft bedeutende Wassermengen enthalten, entsteht die Schwierigkeit, dafs die Zahl der Verdampferspiralen und der Durchmesser der äufseren derselben sehr anwächst, so dafs die Wirkung des centralen Rührwerkes auf die letzteren kaum noch merkbar wird. In diesem Falle hilft man sich, wie Fig. 115 und 116 andeutet, durch Anordnung mehrerer Spiralrohrgruppen S in einem grofsen Gefäfs, welches, wie wohl kaum noch betont zu werden braucht, unter allen Umständen gut isoliert[1]) werden mufs. Jede Gruppe erhält

[1]) Die Isolierung besteht meist in einem zwischen der Gefäfswand und einem umgebenden Holzmantel verlaufenden Hohlraum von 6—12 cm Weite, der mit Korkabfällen, Blätterholzkohle, Torfmull, Kieselguhr oder a. m. locker angefüllt wird.

alsdann ihr eigenes Rührwerk, dessen Vorgelege, auf Trägern T ruhend, von einer mehreren Gruppen gemeinsamen Welle R angetrieben wird. Die Sammelrohre E für den Kälteträger brauchen hierbei meist nicht erst vereinigt zu werden, da infolge der grofsen Totalleistung mehrere Kompressoren die entstehenden Dämpfe absaugen müssen.

In Fig. 117 und 118 ist die Bauart eines Verdampfers nach dem Sacksystem, wie es bei Schwefligsäuremaschinen neuerdings ausgeführt wird, dargestellt. An je zwei lange und ziemlich weite Rohre, welche sowohl die Stutzen für die Saug- wie auch für die Flüssigkeitsleitung tragen, sind eine grofse Anzahl vertikaler U-förmiger Rohre befestigt[1]), in denen sich die Verdampfung der oben einfliefsenden SO_2 vollzieht. Ob hierbei nicht die den Stutzen zunächst liegenden Rohre wirksamer sind als die entfernteren, mufs dahingestellt bleiben.

Jedenfalls erkennt man, dafs der vom Regulierventil flüssig ankommende Kälteträger zunächst der Schwere folgend in die U-förmigen Rohre niederfällt, nachdem er die geringe, beim Durchströmen durch das Regulierventil gebildete Dampfmenge an die aus den Verdampferrohren aufsteigenden Dampfblasen abgegeben hat. Der grofse Querschnitt der Gesamtheit aller Rohre verbürgt eine mäfsige Dampfgeschwindigkeit und verhütet so das für Schwefligsäuremaschinen ungeeignete Mitreifsen von Flüssigkeitsteilen, so dafs der Dampf nahezu trocken in das Saugrohr gelangt.

---

[1]) Nach den Zeichnungen der Maschinenanlage der Berliner Bockbrauerei, ausgeführt von Schüchtermann & Kremer in Dortmund.

Die Cirkulation der Salzlösung wird in den meisten Fällen durch langsam laufende Kapsel-

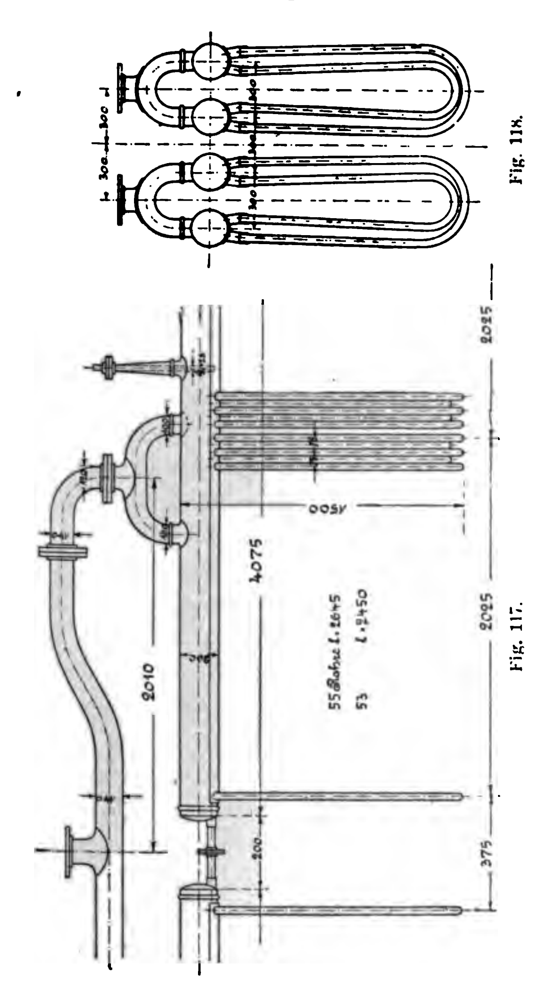


Fig. 118.

Fig. 117.

räder (sog. Rotationspumpen) mit bronzenem Gehäuse und Kolben besorgt, seltener durch Kolbenpumpen, deren Cylinder und Kolben alsdann

ebenfalls aus Bronze anzufertigen sind. Die Geschwindigkeit in den Leitungen lasse man nirgends 1 m pro Sekunde übersteigen, da sonst die Widerstände und die Pumpenarbeit sehr hoch ausfallen und hierdurch, wie schon früher erwähnt, die Kälteleistung selbst beeinträchtigt wird. Die Pumpen selbst können entweder in die Cirkulationsleitung hineindrücken, wobei ihnen die Lösung aus dem Verdampfergefäfs selbstthätig zuströmt, oder auch, wenn sie an der tiefsten Stelle des ganzen Systems angeordnet sind, aus der Leitung saugend die Lösung in den Verdampfer zurückfördern. Die erstere Anordnung hat den Vorzug, dafs die Pumpen in unmittelbarer Nähe der Kühlmaschine sich befinden und daher der Aufsicht leicht zugänglich sind, während anderseits leicht die Gefahr eines zu grofsen Druckes in den Leitungen und damit des Undichtwerdens der Flanschverbindungen derselben entsteht.

Die Gröfse der Verdampfer sowie die Totallänge ihrer Rohrsysteme richtet sich ganz nach der Kälteleistung; erfahrungsmäfsig darf man für 1 qm mittlere Heizfläche auf einen stündlichen Wärmedurchgang von 800 bis 1000 Cal. rechnen. Eine gröfsere Kälteleistung kann nur durch Herabgehen mit der Verdampfertemperatur erzwungen werden, mit welcher dann bei ebenfalls überlastetem Kondensator ein Steigen der Temperatur des letzteren, im ganzen also eine beträchtliche Erhöhung des Arbeitsbedarfes verbunden ist.

Die Kälteleistung selbst läfst sich gerade bei den mit Salzwasser-Cirkulation arbeitenden Verdampfern bequem bestimmen, wenn man durch Thermometer am Ein- und Austrittsstutzen (siehe Fig. 113) die Temperaturdifferenz und durch

Wassermesser oder andere in Kapitel X. näher zu besprechende Vorrichtungen, die stündlich cirkulierende Salzwassermenge feststellt, welche noch mit der spezifischen Wärme (die für reines Wasser bekanntlich = 1 ist) zu multiplizieren ist. Da die Meſsvorrichtungen für die Salzlösung nur deren Volumen angeben, so ist noch die Ermittlung des spezifischen Gewichtes mit Hilfe eines Aräometers notwendig. Von diesen Messungen ist diejenige der spezifischen Wärme zweifellos die schwierigste wegen der mannigfachen Fehlerquellen, die einem der Praxis angepaſsten, einfachen Apparate (einem sog. Kalorimeter) anhaften. Aus diesem Grunde habe ich die nachstehende kleine Tabelle berechnet, welche für Kochsalz-, Chlorcalcium- und Chlormagnesium-Lösungen die spezifischen Gewichte und spezifischen Wärmen enthält. Infolge der praktischen stets vorhandenen Verunreinigungen der Lösungen, sowie der mit der Temperatur etwas schwankenden Werte beider Gröſsen können die hiermit erhaltenen Resultate selbstverständlich nur als Annäherungen[1]) betrachtet werden.

Tabelle XVII.

Salzgehalt in Kilogr. pro 1 kg Lösung	Spez Gew. zw. 15—18°			Spez. Wärme		
	$NaCl$	$CaCl_2$	$MgCl_2$	$NaCl$	$CaCl_2$	$MgCl_2$
0	1	1	1	1	1	1
0,05	1,035	1,041	1,042	0,945	0,966	0,922
0,10	1,071	1,085	1,086	0,916	0,878	0,844
0,15	1,109	1,131	1,131	0,874	0,817	0,766
0,20	1,148	1,179	1,178	0,832	0,754	0,688
0,25	1,190	1,231	1,227	0,790	0,700	0,610

[1]) Die Zahlenwerte dieser Tabelle sind dem bekannten Tabellenwerke von Landolt und Börnstein entnommen

Hat man also z. B. eine Kochsalzlösung von spezifischem Gewichte 1,1477, welche mit —2° C. in den Verdampfer eintritt und ihn mit — 6° verläßt, so wird bei einer spezifischen Wärme von 0,832 jedes Kilogramm derselben eine Wärmemenge von 0,832 · 4 = 3,328 Cal. dort abgegeben haben. Cirkulieren nun in der Stunde 20000 l, mithin 20000 · 1,1477 = 22954 kg, so beträgt die Verdampferleistung 22954 · 3,328 = 76390 Cal.[1])

Läßt sich die Kälteleistung am Verdampfer nicht ermitteln (etwa aus Mangel an Vorrichtungen zur Messung der cirkulierenden Salzlösung), so kann man sich oft durch Bestimmung der Kondensatorleistung helfen, von der alsdann das Äquivalent der indizierten Kompressorarbeit (d. h. die gemessenen Pferdestärken multipliziert mit rd. 636) abzuziehen ist. Derartige Feststellungen sollten in allen gut geleiteten Betrieben zur Kontrolle des Zustandes der Maschine jährlich wenigstens einmal vorgenommen werden.

---

soweit sie sich auf die spez. Gewichte und die spez. Wärme von NaCl und $CaCl_2$ beziehen. Die letzteren Werte für $MgCl_2$ wurden nach einigen Versuchen von Gumlich und Wiebe (Zeitschr. für komprimierte und flüssige Gase 1898) interpoliert.

[1]) In dem obigen Beispiel sind die Verluste durch Strahlung und durch Vernichtung der Rührwerksarbeit mit einbegriffen. Wären dieselben nicht vorhanden, so würde die Temperaturdifferenz, also auch die effektive Kälteleistung größer ausfallen als oben ermittelt wurde. Diese Verluste lassen sich feststellen durch die Beobachtung der Temperaturzunahme der im Verdampfer abgeschlossenen, aber durch das Rührwerk bewegten Salzlösung bei ausgerücktem Kompressor und Pumpen, wobei nicht nur die Salzlösungsmenge, sondern auch der Wasserwert der Eisenmassen und der Isolierung ins Gewicht fällt.

25. Verteilungs- und Sammelstücke. Sowohl die Kondensatoren wie die Verdampfer der meisten Kühlmaschinen bestehen, wie wir sahen, aus einer Anzahl metallener Rohrsysteme, welche durch besondere Körper an ihren Enden vereinigt werden, um die Verbindung mit einem nach dem Kompressor bezw. dem Regulierventil führenden Hauptrohre zu erzielen. Je nachdem an dem betreffenden Ende der Kälteträger in die Rohrsysteme eintritt oder dieselben verläfst, bezeichnet man die erwähnten Körper als Verteilungs- oder Sammelstücke.

Bisher hat man sich hierfür mit gufseisernen oder geschmiedeten Hohlkörpern begnügt, in welche man, wie Fig. 119 bis 122 zeigen, einfach die einzelnen Rohranschlüsse sowohl wie das Hauptrohr ohne Rücksicht auf ihre gegenseitige Lage und Richtung einmünden liefs. Ein Blick auf die genannten Figuren, welhce für eine seitliche und centrale Einmündung *H* des Hauptrohres typisch sein dürften, zeigt nun, dafs in beiden Fällen die beim Übergang aus dem Hauptrohre in die mit 1, 2, 3, 4, 5 bezeichneten Einzelanschlüsse oder umgekehrt zu überwindenden Bewegungswiderstände sehr ungleich ausfallen und, dafs darum, auch wenn diese Widerstände in den Rohrsystemen selbst — etwa bei gleicher Länge derselben — denselben Wert besitzen, auf eine gleichmäfsige Verteilung nicht gerechnet werden kann. Dieser Umstand fällt um so schwerer ins Gewicht, je dichter der strömende Körper ist und mit je gröfserer Geschwindigkeit er in der Maschine cirkuliert. Bei im Betriebe befindlichen Kühlmaschinen tritt die ungleiche Verteilung auf die einzelnen Systeme bei Anwendung von Körpern nach Fig. 119 bis 122 hauptsächlich

am Verdampfer durch ungleich starke Bereifung der herausragenden Rohr-Enden unmittelbar an den Sammel- bezw. Verteilungsstücken hervor und wird besonders augenfällig während der Inbetriebsetzung und kurz nach dem Abstellen. Im ersteren Falle beschlagen sich diejenigen Rohre, welche insgesamt die geringsten Bewegungswiderstände darbieten (in

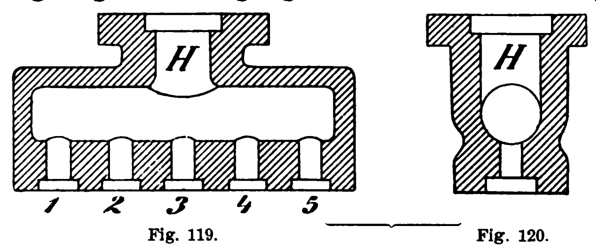


Fig. 119. Fig. 120.

Fig. 121 die inneren 2, 3, 4), rascher, während die anderen noch schwarz bleiben, und nach dem Abstellen tauen wieder die letztgenannten am schnellsten ab. Mit dieser an und für sich vielleicht unwesentlich

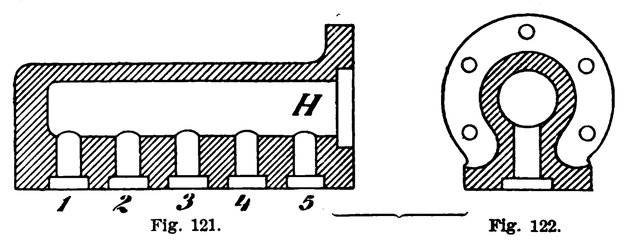


Fig. 121. Fig. 122.

scheinenden Thatsache ist aber der Nachteil verbunden, dafs diejenigen Rohrsysteme (auch bei gleichem Querschnitt aller) von dem Kälteträger bevorzugt, also von einer gröfseren Menge derselben durchflossen werden, für welche die verschiedenen Bewegungswiderstände und Richtungsänderungen ein Minimum des Gesamtwiderstandes ergeben. Daraus folgt aber, dafs auf die einzelnen Spiralen eine sehr

verschiedene Wärmemenge entfällt, mithin die ganze Heizfläche nur unvollständig ausgenutzt, praktisch also verkleinert wird.

Die schon erwähnte gleiche Längenbemessung der einzelnen Rohrsysteme ist zur Beseitigung dieser Mängel allein nicht hinreichend, so dafs die Gesellschaft für Lindes Eismaschinen, welche diese Anordnung zuerst traf, sich entschlofs, wenigstens das Verteilungsstück für den Verdampfer unter Vereinigung mit der Regulierung mit einem rotierenden Hahn (siehe oben Fig. 40) zu versehen, der jedes Rohr in der Zeiteinheit mit derselben Menge beschickt.

Zu viel einfacheren und doch völlig zweckentsprechenden Lösungen gelangt man jedoch unter Verzichtleistung auf die Verbindung mit der Regulierung, welche überdies, auch wenn sie selbstthätig arbeitet, möglichst handlich für den Maschinisten im Maschinenhause in nicht zu grofser Höhe oder Tiefe angebracht sein sollte. Gerade die Verdampfer bezw. Eisgeneratoren müssen nun häufig schon ihrer Gröfse wegen in anderen Räumen untergebracht werden, wodurch eine Verbindung des Verteilungsstückes mit der Regulierung sehr unbequem würde. Dazu kommt, dafs eine selbständige Ausbildung der fraglichen Organe die Anwendung desselben Modells für die Einspritz- und Absaugeleitung des Verdampfers sowie für die Druckleitung und das Flüssigkeitsrohr des Kondensators sofort zuläfst, gewifs eine grofse Vereinfachung in der Herstellung der Anlage und im Falle notwendiger Auswechselungen. Für die Ausbildung gleichmäfsig wirkender Verteilungs- und Sammelstücke ist nun lediglich der Grundsatz mafsgebend, dafs in Lage und

Richtung keiner der Rohranschlüsse dem Hauptrohre gegenüber bevorzugt sein soll. Hat man also z. B. nur zwei Systeme, so wird eine einfache Rohrverzweigung, d. h. ein Halbbogen mit Scheitelanschlufs für das Hauptrohr als Verteilungs- und Sammelstück alle Bedingungen erfüllen. Weniger gut wäre schon ein sogenanntes T-Rohr wegen der gegenüberliegenden Abzweigungen und des scharfen, unvermittelten Richtungswechsels. Der Halbbogen

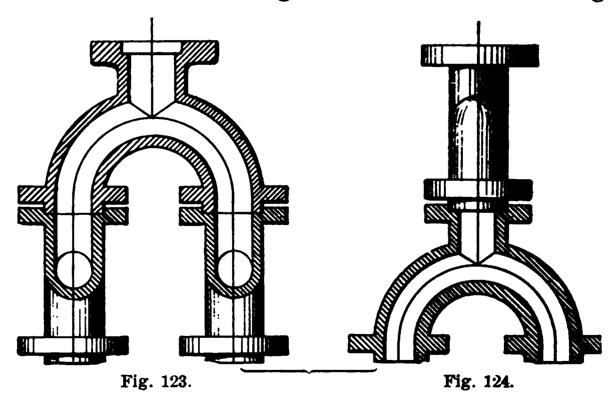


Fig. 123. Fig. 124.

dagegen läfst sich auch für eine gröfsere Anzahl von Systemen verwenden (Fig. 123 und 124), wenn diese nur eine gerade Zahl bilden. Diese Einschränkung, sowie die gehäufte Zahl von Dichtungen, welche fast doppelt so grofs ausfällt wie bei den einfachen Sammelstücken (Fig. 119 bis 122) hat eine weitgehende Anwendung dieser nächstliegenden Konstruktion verhindert.

Ist die Anordnung der Rohrsysteme eine solche, dafs es zulässig ist, dem Sammelstück eine centrale Lage zu geben, so bildet die doldenförmige Verzweigung der Rohre die einfachste Lösung, welche auch unabhängig ist von der Anzahl der

einzelnen Rohranschlüsse. In Fig. 125 und 126 ist eine solche skizziert als unteres Sammelstück für Kondensatioren und Verdampfer, welches zugleich den Boden des Apparates schliefst und die Spur-

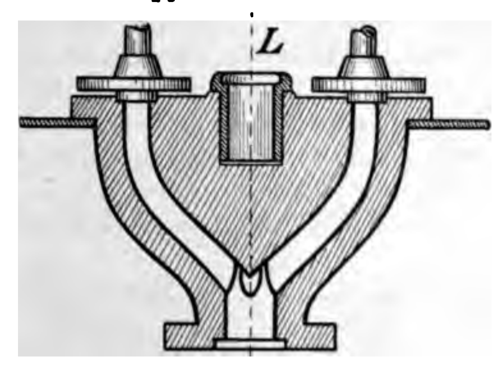


Fig. 125.

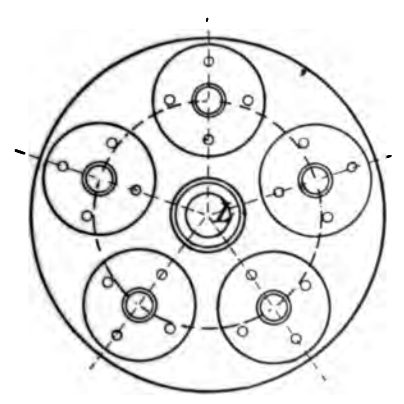


Fig. 126.

pfanne L des Rührwerkes trägt. Die Rohre werden kurz oberhalb ihrer Einmündung rechtwinkelig umgebogen und in die konzentrischen Spiralen übergeführt. Die Anordnung bietet den Vorzug, dafs bei der Montage und Revision alle Rohre mit dem

Sammelstück zugleich aus dem Apparat herausgehoben werden können, ohne dafs Flanschen zu lösen sind. Die Verwendung für obere Sammelstücke dürfte dagegen kaum durchführbar sein, wenn man nicht auf das centrale Rührwerk verzichten will. Ebenso wenig passend erscheint diese Konstruktion für solche Apparate, deren Rohrsysteme parallel nebeneinander liegen.

In solchen Fällen hat sich die Ausbildung des Organs zu einer centralen Kammer gut bewährt, in welche das Hauptrohr *H* (siehe Fig. 127 u. 128)

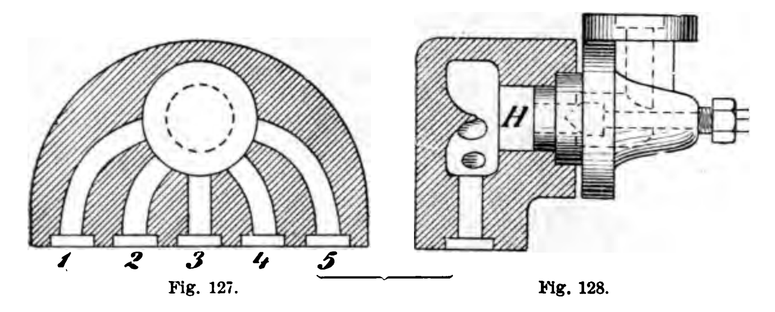


Fig. 127. Fig. 128.

achsial mündet, während die Einzelanschlüsse radial in dieselbe eintreten. Dabei ist nicht einmal notwendig, dafs die Kanäle gleichmäfsig über den ganzen Umfang der Kammer verteilt sind, da durch die alle in gleicher Weise treffende rechtwinkelige Ablenkung des Stromes jede Bevorzugung ausgeschlossen ist. Meines Wissens wurden derartige Sammelstücke zuerst von Osenbrück an Kühlmaschinen angewendet.

26. Rohrleitungen und deren Verbindungen. Die Notwendigkeit eines vollkommen luftdichten Abschlusses des Kälteträgers in allen seinen Phasen gegen die Atmosphäre erfordert einerseits ein aus-

gezeichnetes Material nicht nur der Apparate, sondern auch der zu ihrer Verbindung dienenden Rohrleitungen, anderseits aber auch besondere Sorgfalt in der Herstellung der Rohrverbindungen. Zu den Leitungen verwendet man bei allen Maschinengattungen vorwiegend schmiedeiserne Prefsrohre, seltener und zwar nur für Schwefligsäure Kupferrohre. Während für die letzteren die Dimensionen ziemlich willkürlich sind, hat man sich bei Prefsrohren des grofsen Bedarfes wegen im allgemeinen auf die nachstehenden Werte geeinigt.

Tabelle XVIII.

Rohrdurchmesser innen	Rohrdurchmesser aufsen	Äufseres Gewinde	Wandstärke
mm	mm	"	mm
10	20	$^3/_4$	5
16	29	$1^1/_8$	6,5
20	32	$1^1/_4$	6
26	35	$1^3/_8$	4,5
30	42	$1^5/_8$	6
32	42	$1^5/_8$	5
34	48	$1^7/_8$	7
43	60	$2^1/_4$	8,5
48	65	$2^1/_2$	8,5
61	78	3	8,5

Von den zahlreichen Vorschlägen und Ausführungen von Rohrverbindungen sowohl untereinander wie auch mit anderen Organen wollen wir nur die wichtigsten betrachten. Die hierbei zu überwindenden Schwierigkeiten bestanden einesteils in der Befestigung des Flansches auf dem Rohr und anderseits in der Unterbringung der Dichtung. Ganz umgangen sind dieselben in der von Perkins

vorgeschlagenen und in England weit verbreiteten Aufeinanderpressung eines zugeschärften Rohrendes auf ein stumpfes durch eine Überwurfmutter, welche auf beiden Rohren mit entgegengesetztem Gewinde sitzt (Fig. 129). Öffnet man eine solche Verbindung, so zeigt sich, dafs der scharfe Rand des einen Rohrendes sich unter gleichzeitiger schwacher Abplattung in das flache Ende des anderen Rohres eingedrückt hat, wodurch ein vorzüglicher Abschlufs erreicht wird.

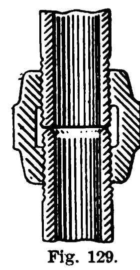
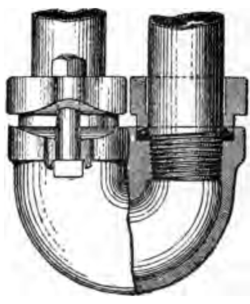


Fig. 129.

Auf die Dichtheit des Gewindes kommt es offenbar hierbei gar nicht an. Diese wird erst notwendig, wenn die Rohre selbst nicht aneinander stofsen und kann durch Bleiringe erreicht werden, welche, wie in Fig. 130 (Case-Refrigeration Co.) in die Windungen der Verschraubung entweder durch den Flansch oder



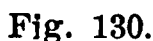


Fig. 130.

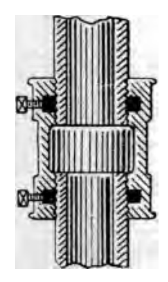


Fig. 131.

auch, wie in Fig. 131, durch kleine Schrauben von aufsen festgedrückt werden. In letzterem Falle wird die Verbindung (Tight-Joint) erst zusammengeschraubt, dann das Blei eingegossen und schliefslich die Schrauben eingesetzt. Das Gewinde auf

den Rohrenden wird aus Sicherheitsgründen häufig konisch geschnitten.

Flanschendichtungen sind bei den vorstehend erwähnten, bei uns selten vorkommenden Verbindungen unnötig, Bei ihrer Verwendung ist nicht nur darauf zu achten, dafs sie durch inneren Druck nicht nach aufsen gedrückt werden, weshalb glatte Flanschen hier unbrauchbar werden, sondern auch, dafs nicht Teile des Dichtungsmaterials ins Innere der Rohre gelangen. Bei der amerikanischen Anordnung (Frick Co.), Fig. 132, ist das letztere leicht möglich, weshalb diese in Europa auch keinen Anklang gefunden hat. Bei uns zieht man Flanschenverbindungen nach Fig. 133 und 134 vor, bei denen die Dichtung vollständig eingebettet

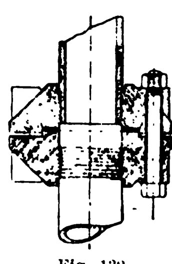


Fig. 132.

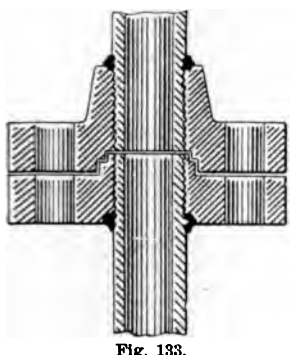


Fig. 133.

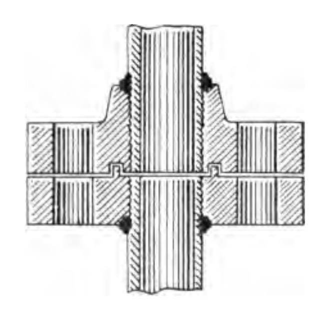


Fig. 134.

ist und darum weder nach aufsen noch nach innen entweichen kann. Die Anordnung, bei welcher die Dichtung auf einer Stufe sich befindet, stellt sich in der Herstellung billiger als die Anordnung von Nut und Feder; in ihrer Wirkung sind beide Methoden

gleich gut. Die schmiedeisernen Flanschen selbst werden am äufseren Ende mit dem Rohre gut verlötet, seltener aufserdem am inneren Ende. Die Flanschdicke, sowie die Zahl der Schrauben, richtet sich naturgemäfs nach der im Rohre herrschenden Pressung, welche auch die Breite des Dichtungsringes bestimmt. Im allgemeinen wird diese nicht erheblich von der Wandstärke der Prefsrohre abweichen. Es ist selbstverständlich, dafs die Dichtungsringe nur so stark gewählt werden dürfen, dafs sie vor dem Zusammenpressen noch nicht über die Seitenränder herausragen, aufserdem sollen die Schrauben möglichst gleichmäfsig angezogen werden.

Kapitel V.

Die Einrichtung der Absorptionsmaschinen.

27. Die Vorrichtungen zum Austreiben des Ammoniaks. Wie wir schon oben (§ 6 und 11) gesehen haben, besteht eine Ammoniak-Absorptionsmaschine neben Kondensator, Regulierventil und Verdampfer, deren Einrichtung im wesentlichen mit den entsprechenden Apparaten bei Kompressionsmaschinen sich deckt, aus Vorrichtungen zum Austreiben und zur Absorption des Ammoniaks, deren Wirkungsweise in hohem Mafse von ihrer Bauart abhängt. Die früher gebräuchlichen Absorptionsmaschinen litten gerade hierin an grofsen Mängeln und konnten sich darum gegen die in vollkommener Weise ausgeführten Kompressionsmaschinen nicht behaupten. Dagegen haben die von der Halleschen Union vorm. Vaas & Littmann gebauten Apparate eine ziemliche Verbreitung erlangt und werden auch heute noch, allerdings nicht mehr in dem früheren Umfange aufgestellt. Wir wollen uns daher bei der Besprechung der Absorptionsmaschinen vorwiegend an die Apparate der genannten Firma anlehnen.

Die Austreibung des Ammoniaks erfolgt ganz allgemein durch Dampf im sogenannten Kocher oder Ammoniakkessel. Die für kleine Maschinen

gebräuchliche Heizung dieses Apparates durch direktes Feuer ist für gröfsere nicht geeignet, da sich mit ihr kein hinreichender Beharrungszustand erzielen läfst. Der Kocher besteht nur aus zwei

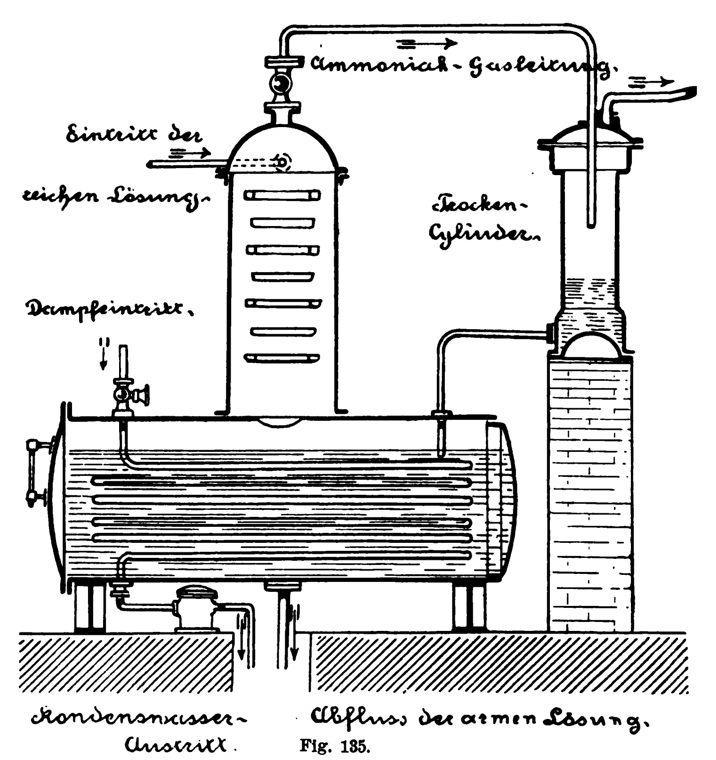


Fig. 135.

Teilen, einem horizontalen cylindrischen Kessel (Fig. 135) und einem auf demselben sitzenden Dom. Im horizontalen Kessel, dessen einer Boden fest vernietet, der andere dagegen dicht verschraubt ist, liegen eine gröfsere Anzahl von hin- und hergehenden Rohrwindungen ohne jede Dichtung oder Verschraubung. Die beiden Enden dieser

Heizschlange sind nach oben bezw. unten gebogen und treten durch die cylindrische Kocherwand vermittelst Gewindestutzen und Bleidichtungen ins Freie, wo sich oben unmittelbar ein Ventil zur Absperrung bezw. Regulierung des einströmenden Dampfes, sowie unten ein Kondenswasserabscheider anschliefsen. Um die Heizung des Kessels und die Austreibung des Ammoniaks rasch unterbrechen zu können, wird an das obere Ventil wohl auch noch eine Kaltwasserleitung angeschlossen, welche naturgemäfs im gewöhnlichen Betriebe geschlossen bleibt.

Die Heizschlange im Innern des Kochers ist nun vollständig von Salmiakgeist umgeben, dessen specifisches Gewicht, wie wir bereits gesehen haben, mit steigendem Ammoniakgehalt abnimmt. Infolgedessen wird auch in natürlicher Weise die reichere Lösung schichtenweise über der ärmeren lagern, welch' letztere dann durch eine Rohrleitung am tiefsten Punkte des Kessels austreten und durch den Wechsler dem Absorber zufliefsen kann. Die reiche Lösung dagegen wird durch Zuflufs von oben immer wieder ergänzt und zwar durch Vermittelung des auf dem Kessel ziemlich in der Mitte sitzenden Domes oder Turmes, in dem eine Anzahl übereinander befindlicher Teller eingehängt ist. Über diese Teller läuft die oben mäfsig warm vom Wechsler kommende reiche Lösung herab und begegnet hierbei den aus dem Kessel emporsteigenden heifsen Ammoniakdämpfen, wodurch gleichzeitig ein Temperaturaustausch im Gegenstrom, sowie eine wenn auch nur schwache Austreibung von Ammoniak aus der herabtropfenden reichen Lösung bewirkt wird.

Da im Kocher und im Turm (auch Rektifikator genannt) infolge der Heizung eine ziemlich hohe

Temperatur herrscht, so ist dieselbe zweckmäſsig durch eine starke isolierende Hülle gegen Ausstrahlung von Wärme zu schützen; von der Güte dieser Isolierung hängt nicht zum wenigsten der Dampfverbrauch der Maschine ab. Der ganze Apparat wird schlieſslich durch 2 guſseiserne Füſse von solcher Höhe, daſs die unten befindlichen Rohranschlüsse noch bequem zugänglich bleiben, auf Fundamentblöcke gelagert.

Bei kleineren Maschinen mit direkter Heizung wird der ganze Apparat als stehender Kessel ausgeführt, in dessen oberen Teil dann unmittelbar die Teller eingebaut werden. Unter allen Umständen muſs der Kocher mit einem Wasserstandsglase zur Beobachtung der in ihm befindlichen Flüssigkeitsmenge und einem Manometer versehen sein.

Die aus dem Dom oben entweichenden heiſsen Ammoniakdämpfe reissen nicht unbeträchtliche Quantitäten der Lösung mit sich, deren Überführung in die anderen Apparate zu Störungen Anlaſs bieten kann. Es ist darum die Anordnung eines Abscheiders, des sog. Trockencylinders dicht hinter den Kocher in die Gasleitung geboten. Derselbe besteht aus einer cylindrischen guſseisernen Vase, in deren oberen Deckel die Gase durch ein bis ins Innere ragendes Rohr geführt werden, während sie unmittelbar neben der Einmündung dieses Rohres wieder austreten. Sie sind daher zu einer vollständigen Umkehr gezwungen, wobei die schwereren Flüssigkeitsteilchen abgeschieden und vom Boden des Cylinders durch eine Leitung in den Kocher zurückgeführt werden. Damit dieser Abfluſs selbstthätig stattfindet, wird der Trockencylinder, wie in Fig. 135 angedeutet ist, in unmittelbarer Nähe des

Kochers auf eine hohe Säule oder ein Wandkonsol gestellt.

Eine von der oben besprochenen wesentlich abweichende Form hat Habermann in seinen neuen Absorptionsmaschinen[1]) dem Kocher gegeben, indem

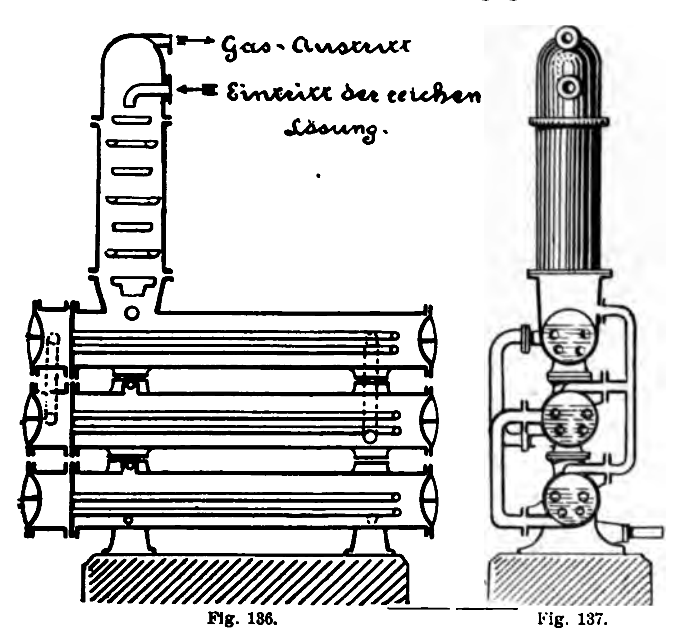


Fig. 136. Fig. 137.

er ihn in eine Reihe horizontaler übereinander liegender, rohrartiger Gefäfse (Fig. 137) zerlegt, dessen oberster den Rektifikationsturm trägt. Alle Gefäfse sind oben und seitlich mit Stutzen versehen; die oben befindlichen sind mit der nach dem Turm führenden gemeinsamen Gasleitung verbunden, während die seitlichen als Überlauf für den Übertritt der von oben nach unten strömenden immer

[1]) Siehe: Belani, Absorptions-Kältemaschinen, Zeitschrift d. Ver. d. Ingenieure 1892.

ärmer werdenden Lösung dienen. An dem einen Ende der Gefäfse sind zweiteilige Dampfkammern angeschraubt, an denen mehrere Bogenrohre in das Innere der Gefäfse hineinragen; der Frischdampf selbst tritt zunächst in die unterste Kammer und schliefslich aus der obersten heraus. Der Konstrukteur ist hierbei von dem richtigen Gedanken ausgegangen, die Vermengung der reichen und schwachen Lösung, welche bei intensivem Kochen allerdings eintreten kann, zu vermeiden, bezw. die Scheidung zu erleichtern. Dafs er hierbei dem Dampfe den umgekehrten Weg zugewiesen hat, beruht indessen auf der irrigen Ansicht, dafs derselbe bezw. das Kondensat beim Austritt aus dem Kocher eine erheblich niedrigere Temperatur haben müsse als beim Eintritt, wozu bei Verwendung gesättigter Dämpfe kein Anlafs vorliegt. Es könnten sich sogar bei dieser Anordnung der Dampfheizung, wenn nicht für jedes Gefäfs eine getrennte Wasserabscheidung vorgesehen ist, Betriebsschwierigkeiten ergeben, welche bei umgekehrter Richtung des Dampfweges ohne weiteres vermieden sind.

28. Die Temperaturwechsler und Absorber. Bevor die arme (d. h. gröfstenteils entgaste) Lösung sich mit dem aus dem Verdampfer kommenden Ammoniak wieder vereinigt, läfst man sie zweckmäfsig einen Apparat passieren, in welchem sie ihren im Kocher erhaltenen Wärmeüberschufs an die aus dem Absorber zurückkehrende reiche Lösung abgeben kann. Ein solcher Temperaturwechsler (Fig. 138) ist im allgemeinen ein cylindrisches, luftdicht nach aufsen abgeschlossenes Gefäfs, welches einerseits von der anfänglich kühlen reichen Lösung von unten A nach oben B durchflossen wird, während in einer

im Innern desselben befindlichen Rohrspirale mit zahlreichen Windungen die anfänglich heifse arme Lösung cirkuliert. Um einen Gegenstrom, wie er für einen möglichst vollkommenen Wärmeaustausch erforderlich ist, zu erzielen, läfst man die arme Lösung zweckmäfsig oben bei *C* in die Rohrspirale ein- und unten bei *D* austreten.

Eine noch bessere Ausnutzung der in die Maschine eingeführten Wärme unter gleichzeitiger Entlastung des Kondensators erhält man, wenn man auch das gasförmige vom Trockencylinder kommende Ammoniak dem Temperatur-Austausch unterwirft. Zu diesem Zwecke wird in den Temperatur-Wechsler (Fig. 139) parallel der Rohrspirale für die arme Lösung eine solche für das Ammoniak eingebaut, welches alsdann bei *E* ein- und bei *F* austritt, während im übrigen die Verhältnisse ungeändert bleiben.

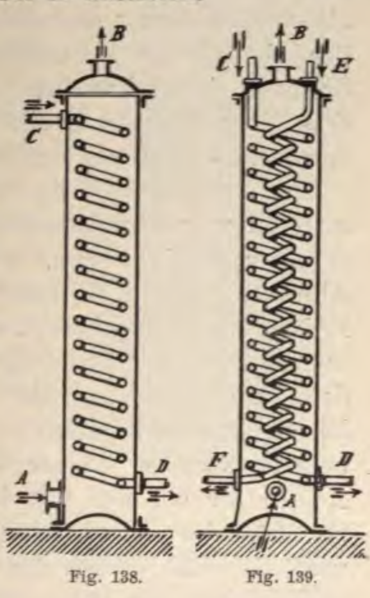


Fig. 138. Fig. 139.

In den schon erwähnten Habermannschen Absorptionsmaschinen sind die Temperaturwechsler für Gas und arme Lösung vollständig getrennt, so zwar, dafs die reiche Lösung in einem Apparate zunächst mit dem Gase einen Wärmeaustausch vollzieht und darauf der armen Flüssigkeit in einem

anderen Apparate begegnet. Da nun die Temperaturen der armen Lösung und des Gases beim Verlassen des Kochers nicht sehr von einander verschieden sein können, ebenso auch durch den Austausch für beide nahezu die gleiche Endtemperatur anzustreben ist, so erscheint die Vaas & Littmannsche Vereinigung beider Vorgänge zweckmäfsiger als eine Trennung derselben nach Habermann, bei der jedenfalls das Gas eine stärkere, die arme Lösung dagegen eine schwächere Abkühlung erfährt, so dafs einer Entlastung des Kondensators eine entsprechende Belastung des Absorbers gegenübersteht.

Die aus dem Temperaturwechsler kommende arme Lösung wird bisweilen noch durch den Kondensator geführt bezw. vor dem Eintritt in den Absorber durch Kühlwasser noch tiefer abgekühlt. Es ist dies dann angebracht, wenn das Kühlwasser kalt und in ausreichender Menge vorhanden ist, da alsdann die stark abgekühlte arme Lösung um so leichter erhebliche Mengen von Ammoniak aufzunehmen vermag. Dieser Vorgang spielt sich im Absorber ab, der von Vaas & Littmann wieder als stehendes cylindrisches Gefäfs, durch welches vertikale Kühlwasserrohre hindurchführen, ausgebildet ist. Die Rohre (Fig. 140) sind oben und unten in Blechböden eingezogen, an welche sich beiderseitig Kammern mit den Stutzen für den Wasserein- und Austritt, sowie einem Mannloche (unten) zur Reinigung anschliefsen. Das Kühlwasser tritt in die untere Kammer bei *G* ein und steigt langsam unter Aufnahme der Absorptionswärme nach oben, wo es bei *H* abläuft. Die arme Lösung tritt dagegen in das cylindrische Gefäfs seitlich oben bei *J* ein, während das vom Verdampfer kommende

Ammoniak unten bei K zugeleitet wird. Auf diese Weise sättigt sich die Lösung während des Herabsinkens und erreicht an der tiefsten Stelle ihre höchste Koncentration, worauf sie als reiche Lösung von der Pumpe bei L abgesaugt und durch den Wechsler nach dem Kocher zurückgebracht wird. Der untere Eintritt des Ammoniaks bedingt jedenfalls, um ein Übertreten der wässerigen Lösung in den Verdampfer zu verhüten, dafs das Zuleitungsrohr von diesem nach dem Absorber höher geführt wird, als der Flüssigkeitsspiegel in diesem steht. Trotzdem ist es geboten, im Betriebe das am Absorber befindliche Wasserstandsglas sowie das Manometer genau zu beobachten, solange nicht durch eine selbstthätige Schwimmervorrichtung, welche an jedem Absorber leicht angebracht werden kann, der Flüssigkeitszutritt nach dem Wasserstande geregelt werden kann.

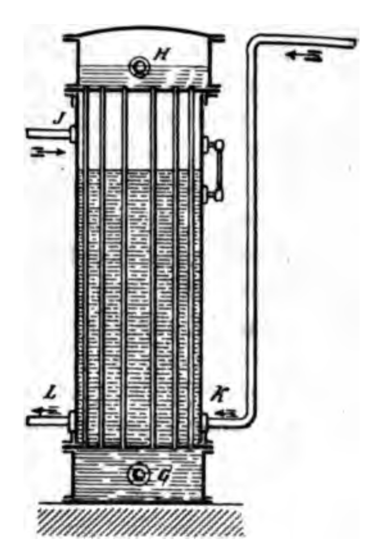


Fig. 140.

Im Gegensatze zu dieser Bauart ordnet Habermann seine Absorber ganz nach dem Vorbilde seines oben geschilderten Kochers an. Er läfst die arme Lösung oben in den Tellerturm eintreten und successive von einem in das andere Gefäfs überlaufen, während er das Gas durch eine gemeinsame Rohrleitung allen Gefäfsen zuführt. Den oben erwähnten Dampfrohren entsprechen hier naturgemäfs Kühlwasserrohre.

29. Der Betrieb der Absorptionsmaschinen. Aufser den soeben besprochenen Apparaten, sowie dem Kondensator und Verdampfer, enthält die Absorptionsmaschine noch eine kleine Pumpe, welche die reiche Lösung von der im Absorber herrschenden Druckhöhe auf diejenige des Kochers zu fördern hat. Diese Pumpe wird gewöhnlich stehend und einfach wirkend angeordnet und, mit Fest- und Losscheibe versehen, durch eine Transmission angetrieben. Ist keine solche vorhanden, so empfiehlt sich der Betrieb durch eine direkt wirkende Dampfpumpe. Der mehrfach angestellte Versuch, dieselbe durch einen Injektor, in welchen die unter Kesseldruck stehende arme Lösung das Ammoniak aus dem Verdampfer ansaugen und zurückdrücken sollte, zu ersetzen, ist als mifslungen anzusehen. An der Pumpe ist lediglich die Stopfbüchse bemerkenswert, welche mit Lederstulpen, Baumwollzöpfen und Gummiringen hinreichend gedichtet wird.

Bei der Aufstellung und Inbetriebsetzung der Maschinen ist besonders auf vollständige Dichtheit sämtlicher Verbindungen zu achten. Alle Flanschen müssen eingedreht sein und mit Gummiringen vorzüglicher Qualität, welche durch hohe Temperaturen nicht leiden, verpackt sein. Sind alle Stücke einschliefslich der vorher gebogenen Verbindungsrohre deutlich markiert, so kann die Aufstellung der Absorptionsmaschinen nach einem beigegebenen Plan von jedem geschickten Schlosser besorgt werden, sodafs es nicht nötig ist, Monteure mitzuschicken. Die Füllung der Maschine geschieht einfach durch starken Salmiakgeist, der durch die Pumpe eingezogen wird. Zu diesem Zweck besitzt dieselbe vor dem Saugventil einen Anschlufsstutzen, an dem ein

Gummischlauch, der in das Salmiakgefäfs taucht, angeschlossen werden kann. Beim Einpumpen müssen alle Hähne geöffnet sein mit Ausnahme des in der vom Absorber kommenden Saugleitung befindlichen. Das Einpumpen wird solange fortgesetzt, bis der Wasserstand im Kocher die normale Höhe zeigt.

Bei der Inbetriebsetzung ist dann der Hahn in der Leitung der armen Lösung vor dem Absorber zu schliefsen, um einen vorzeitigen Eintritt reicher Lösung in diesem Apparat zu verhindern, worauf mit dem Heizen langsam begonnen wird. Infolge des Austreibens von Ammoniak füllt sich nach und nach der Wechsler mit armer Lösung und der Kondensator mit flüssigem, wasserfreien Ammoniak. Das so entwickelte Ammoniak verdrängt die in der Maschine befindliche Luft, welche man durch eine am Trockencylinder befindliche Leitung mit Hahn unter Wasser ausströmen lassen mufs. Hört im Wasser die Blasenbildung auf und tritt statt dessen eine Erwärmung auf, so ist die Luft entfernt und man kann wieder schliefsen. Nachdem nunmehr in der Maschine etwas Druck herrscht, kann auch der Absorber durch Öffnung des vor demselben befindlichen Hahnes gefüllt werden; hierdurch wird aber so viel Flüssigkeit dem Kocher entzogen, dafs dieser noch einmal mit der Pumpe nachgefüllt werden mufs. Jetzt wird der Druck im Kessel auf 8—10 Atmosphären gesteigert und langsam das Regulierventil geöffnet, wonach die zunächst noch nicht mit Salzlösung bedeckten Verdampferrohre gleichmäfsig bereifen sollen. Das Regulierventil stellt man so, dafs das Manometer im Absorber zwischen 0,25 bis 0,5 kg/qm Überdruck anzeigt und reguliere schliefslich

den Zutrittshahn der schwachen Lösung zum Absorber mit Inbetriebsetzung der Pumpe solange, bis der Wasserstand dort um eine Mittelhöhe gleichmäfsig schwankt. Bleibt hierbei der Absorber unter reichlichem Kühlwasserdurchtritt kalt, so befindet sich die Maschine im regelmäfsigen Betriebe.

Im regelmäfsigen Gange darf die Maschine nicht nach Ammoniak riechen, auch ist darauf zu achten, dafs die Lösung nicht zu schwach wird. Die während des Betriebes dem Kocher entnommene schwache Lösung soll höchstens ein spec. Gewicht von 0,918 zeigen (23° Baumé), ist sie schwächer, so mufs etwas abgelassen und solange starker Salmiakgeist zugegeben werden bis dieser Wert erreicht ist. Die Probe hier auf sollte wöchentlich einmal vorgenommen werden, ebenso oft ist auch zu prüfen, ob die Maschine noch Luft enthält. Besonders am Anfange des Betriebes sind alle Flanschen öfters nachzuziehen.

Im Falle eines Stillsetzens, etwa bei Betriebsstörung ist zunächst der Dampf abzusperren. Undichtheiten an den Maschinen können durch rotes Lakmuspapier, welches durch ausströmendes Ammoniak blau gefärbt wird, leicht nachgewiesen werden. Bei längerer Betriebsunterbrechung (im Winter) nehme man die Pumpenventile heraus und fette sie ein, auch reinige man den Kocher gründlich und versehe ihn im Innern mit frischem Mennig-anstrich.

Kapitel VI.

Die Abkühlung und Kühlhaltung von Flüssigkeiten.

30. Die Apparate zur Abkühlung von Flüssigkeiten zerfallen in 2 Hauptgruppen, nämlich in Verdampfapparate, in denen die Wärmeaufnahme direkt durch Verdampfung des Kälteträgers sich vollzieht und in Cirkulationsapparate, in denen die Wärme durch eine im Verdampfer der Kühlmaschine vorher abgekühlte vermittelnde Flüssigkeit aufgenommen und abgeführt wird. Die erstgenannten Vorrichtungen entsprechen in ihrer Wirkung und Bauart vollkommen den im Kapitel IV eingehend behandelten Verdampfern, sodafs wir uns hier nur noch mit den Cirkulationsapparaten zu befassen haben. Dieselben bringen allerdings gegenüber den Verdampfapparaten infolge der Einschaltung eines Zwischenmittels und der zu dessen Cirkulation notwendigen Vorrichtungen eine Komplikation mit sich, besitzen aber, da ihnen stets ein grofser Vorrat der Kühlflüssigkeit zur Verfügung steht, eine erheblich gröfsere Stetigkeit im Betriebe und eine gewisse Unabhängigkeit von den Temperaturschwankungen im Innern des Verdampfers. Wo man also auf diese Eigenschaften, wie in der

Bierbrauerei Wert legt, werden sie den Verdampf-apparaten vorzuziehen sein.

Die Cirkulationsapparate können nun wiederum in vier verschiedene Systeme eingeteilt werden, und zwar:

a) in sogenannte Kesselapparate, in denen die abzukühlende Flüssigkeit in einem Gefäfse ruht,

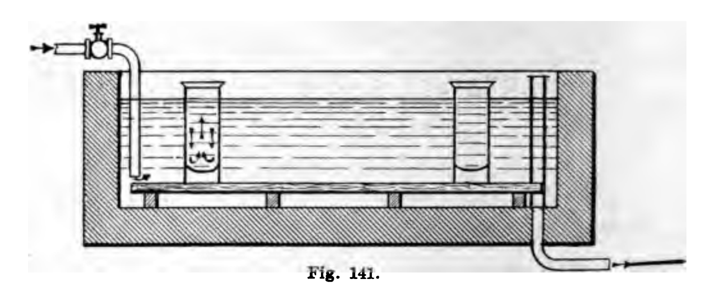


Fig. 141.

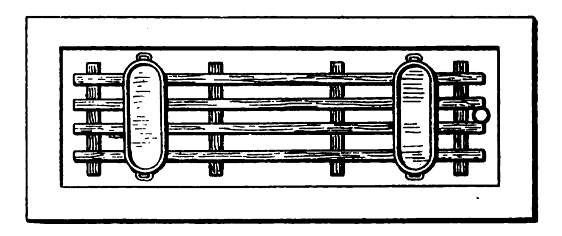


Fig. 142.

während die Kühlflüssigkeit entweder dieses Gefäfs umspült oder vermittelst Rohrleitungen durch dasselbe hindurchströmt. Hierbei wird die Temperatur der ruhenden Flüssigkeit allmählich bis auf den erwünschten tiefsten Stand sinken, worauf dieselbe abgelassen und durch neu zu kühlende Flüssigkeit ersetzt wird, sodafs der Betrieb ein intermittierender sein wird. Die auf diese Weise erreichbare tiefste

Temperatur wird aufserdem immer höher sein als die Abflufstemperatur der Kühlflüssigkeit.

Derartige Kesselapparate werden besonders im Molkereibetriebe verwendet, um die Milch zum Aufrahmen, bezw. den durch Centrifugen abgeschiedenen Rahm zum Buttern rasch von einer Temperatur von rund 30° C. ohne merkbare Eigenbewegung auf eine solche von 4 bis 5° C. abzukühlen, wozu man sich meistens kalten Süfswassers in offenem Bade, wie in Fig. 141 und 142 neuerdings auch einer den Field'schen Doppelröhrendampfkesseln nachgebauten Salzwassercirkulationsvorrichtung Fig. 143 bedient, welch letztere mit den Röhren in das Rahmgefäfs ca. eine Viertelstunde lang eingetaucht wird. In allen diesen Apparaten wird sich, wie auch in den Figuren durch Pfeile angedeutet ist, in der scheinbar ruhenden Flüssigkeit eine leichte Strömung infolge der ungleichen Abkühlung einzelner Teile einstellen, welche ihrerseits die totale Abkühlung beschleunigt.

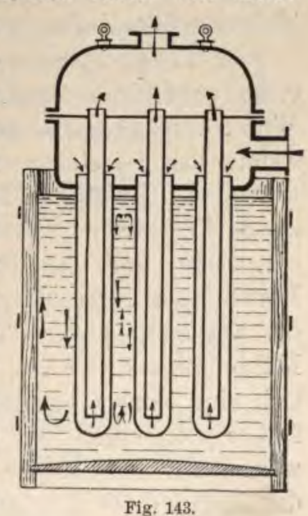


Fig. 143.

b) Parallelstromapparate, welche von der abzukühlenden Flüssigkeit auf der einen Seite und der Kühlflüssigkeit auf der andern Seite der Wärmedurchgangsfläche parallel durchflossen werden, wobei ebenso wie beim Kesselapparat die tiefste erreichbare Temperatur des abzukühlenden Körpers noch über

der Abflufstemperatur der Kühlflüssigkeit liegen mufs. Aus diesem Grunde zieht man diesen Vorrichtungen die einfacheren Kesselapparate meistens vor und wendet, wenn überhaupt eine Bewegung der abzukühlenden Flüssigkeit erwünscht und gleichzeitig die Notwendigkeit vorhanden ist, mit der kleinsten Wärmedurchgangsfläche auszukommen,

c) Gegenstromapparate an. In diesen cirkulieren die Flüssigkeiten zu beiden Seiten der Wärmedurchgangsfläche in umgekehrter Richtung, sodafs also die eintretende Kühlflüssigkeit der austretenden abgekühlten begegnet. Auf diese Weise kann die letztere nahezu auf die niedere Zuflufstemperatur der Kühlflüssigkeit abgekühlt werden. Hierin aber liegt von vornherein die Möglichkeit der Erzielung niederer Temperaturen bei gegebener Kühlflüssigkeit, als mit anderen Apparaten. Läfst sich eine reine Gegenstromwirkung, die wir schon früher gelegentlich der Aufnahme der Flüssigkeitswärme der Kälteträger besprochen haben, nicht durchführen, so wendet man wohl auch aus den obigen Systemen

d) kombinierte Apparate an, die natürlich in ihrer Wirkung niemals ganz den Gegenstromapparat erreichen können.

Die einfachsten Gegenstromkühler finden sich in amerikanischen Brauereien; sie bestehen lediglich in zwei ineinandergesteckten kupfernen Röhren, Fig. 144, deren Inneres von einer kalten Salzlösung, vom Verdampfer der Kühlmaschine kommend, durchströmt wird, während im äufseren Rohr die vom Sudhaus abfliefsende heifse Würze cirkuliert. Die sehr bedeutende Temperaturdifferenz (anfangs ca. 70^0) ermöglicht die Anwendung sehr kleiner Kühl-

flächen, führt aber zweifellos zu einer enormen Kälteverschwendung. Dies ergibt sich einfach daraus, dafs man die Würze von 70° bis auf 14° C. anstandslos durch Brunnenwasser abkühlen kann, und dafs erst für die tiefere Abkühlung die Verwendung von Eiswasser bezw. künstlich gekühlter Flüssigkeiten notwendig wird. Das amerikanische Verfahren hat also nur dann eine gewisse Berechtigung, wenn eine äufserst rasche Abkühlung aus brautechnischen Gründen geboten erscheint.

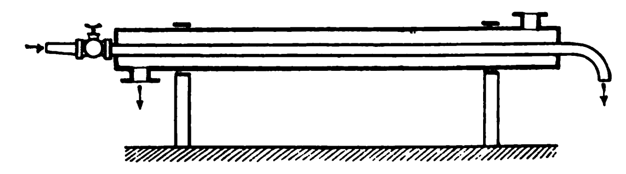


Fig. 144.

Nicht selten ist überdies im Brauereibetrieb der Zutritt der Luft[1]) zur Würze (Lüftung) während des Abkühlungsprozesses erwünscht, was bei den soeben besprochenen geschlossenen Kühlern undurchführbar wäre, durch eine äufsere Berieselung der von der Kühlflüssigkeit durchströmten Rohre dagegen ohne weiteres erzielt werden kann. Ordnet man, analog den Berieselungskondensatoren, eine Reihe solcher dünnwandiger Rohre übereinander an und verbindet sie derart, dafs die Kühlflüssigkeit in das unterste eintretend ein Rohr über dem andern durchströmt, während die Würze aufsen herabrieselt, so wird zwar jedes einzelne Rohr als Kesselapparat arbeiten, im Ganzen jedoch eine recht befriedigende

[1]) Diese mufs alsdann sterilisiert sein, um etwaige Infektionen der Würze zu vermeiden.

Gegenstromwirkung eintreten. Die Gestalt derartiger Würzekühler, deren Grundgedanke von dem englischen Ingenieur W. Lawrence herrührt, ist ziemlich mannigfaltig, je nach dem Querschnitt der Rohre und deren seitlicher Verbindung. Am verbreitetsten sind Apparate nach Fig. 145 und 146 mit nahezu elliptischem Rohrquerschnitt durchgehends aus Kupfer hergestellt. Die Rohre stützen sich

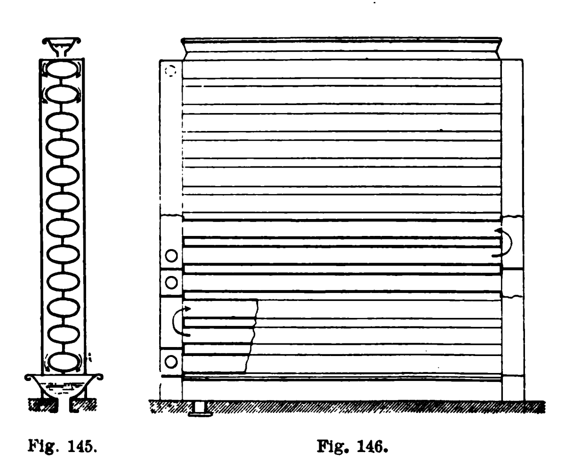


Fig. 145. Fig. 146.

aufeinander durch Stege und sind in 2 Gruppen angeordnet, von denen die obere mit Brunnenwasser, die untere dagegen mit sogenanntem Eiswasser, welches meist dem Süſswasserkühler der Brauerei entstammt, durchflossen wird. Die seitliche Verbindung geschieht einfach durch kastenartige stehende und mit Querwänden versehene Blechgefäſse, in welche die Ein- und Austrittsstutzen der Kühlflüssigkeit einmünden. Ein nicht zu unterschätzender Vorteil dieser Apparate ist ferner die Bequemlichkeit der Reinigung, welche, da das Innere stets

von reinem kalten Wasser durchspült wird, nur äufserlich zu sein braucht.

Der Wärmedurchgang derartiger dünnwandiger Kühlapparate hat sich pro 1° Temperaturdifferenz zwischen beiden Seiten der Kühlfläche stündlich zu etwa 650 Cal. ergeben. Soll z. B. ein Sud von 40 hl in 2 Stunden ohne Anwendung eines Kühlschiffes von 70° C. auf + 4° abgekühlt werden, so hat der Kühlapparat stündlich rund $20 \cdot 100 (70 - 4) = 132000$ Cal. zu leisten.[1] Auf die Kühl-

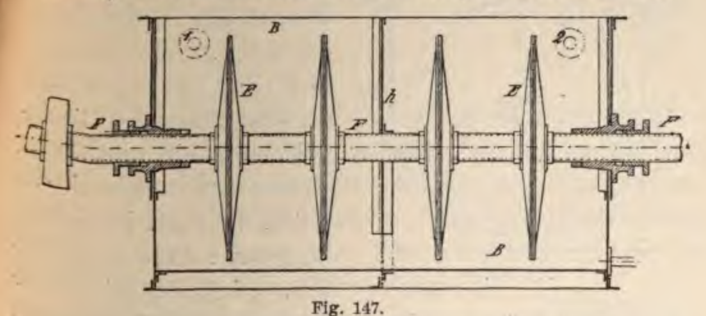


Fig. 147.

anlage entfällt bei rationellem Betriebe indessen nur die Temperaturerniedrigung von 14° bis 4° oder rund 20000 Cal. stündlich, da die Abkühlung von 70° auf 14° anstandslos durch Brunnenwasser, welches mit 10° zu- und mit etwa + 35° abfliefst, bewirkt werden kann. Alsdann herrscht auf der einen Seite der Kühlfläche eine Mitteltemperatur von $\frac{1}{2}(70 + 4) = 37°$, auf der anderen eine solche von $\frac{1}{2}(35 + 1) = 18°$, mithin eine mittlere Temperaturdifferenz von $37 - 18 = 19°$, mit welcher 1 qm

[1]) Die spezifische Wärme der Bierwürze kann hinreichend genau gleich 1, also der des Wassers gesetzt werden. Die obigen Erfahrungswerte verdanke ich einer Mitteilung der Maschinenfabrik »Germania« in Chemnitz.

stündlich 19 · 650 = 12450 Cal. übertragen kann. Der Kühler müfste demnach eine Oberfläche von 132000 : 12450 = rund 10,6 qm besitzen. In der That rechnet man auch in der Praxis für 1 hl stündlich abzukühlende Würze etwa 0,5 qm Kühlerfläche.

Eine originelle Ausbildung erfuhren die Gegenstromkühler durch die Compagnie industrielle des procédés R. Pictet in Paris und zwar zum Zwecke der Abkühlung von Natronsulfatlösung und nachmaligen Ausscheidungen der Krystalle in der Kälte.[1]) In den Trog BB (Fig. 147 u. 148) tritt die abzukühlende Flüssigkeit bei 2 ein und bei 1 wieder aus, während die Kühlflüssigkeit in einem langsam rotierenden Gefäfse in umgekehrter Richtung strömt. Dieses rotierende Gefäfs besteht nun aus einer hohlen Welle FF, auf welcher linsenförmige Hohlkörper E (siehe Fig. 139) vermittelst Winkeleisen e befestigtsind. Diese Hohlkörper sind durch Scheidewände c, welche ihrerseits zur besseren Versteifung auf einer im Innern der hohlen Welle befindlichen Stange gg sitzen und (Fig. 150) am Rande eine Anzahl Löcher d tragen, in 2 Teile getrennt, sodafs in jedem derselben die Kühlflüssigkeit in der ersten Hälfte vom Centrum nach aufsen, in der zweiten dagegen umgekehrt fliefst und alsdann durch die hohle Welle in den nächsten Hohlkörper übertritt. Die Zu- und Ableitung der Kühlflüssigkeit nach der

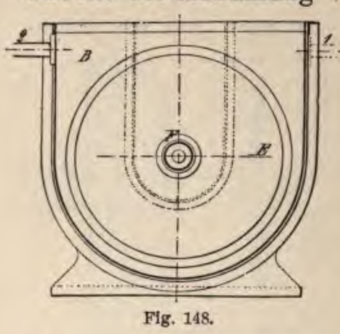


Fig. 148.

[1]) Siehe Revue industrielle, 15. Jahrg. No. 19, sowie Zeitschr. f. Kälte-Industrie 1895 S. 41.

hohlen Welle wird durch ein Lager *G* vermittelt (Fig. 151), dessen Hohlraum mit der Welle durch Schlitze *r* in letzterer kommuniciert, während die Welle auch aufsen durch eine Stopfbüchse abgedichtet ist.

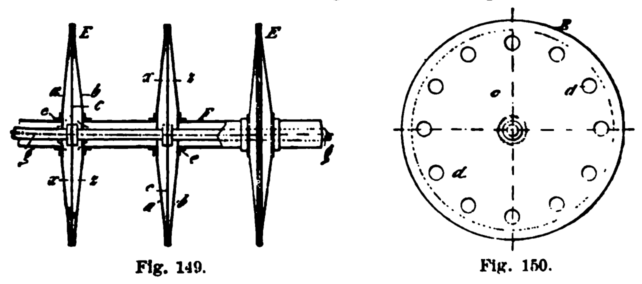


Fig. 149. Fig. 150.

Betriebsergebnisse mit diesen in südamerikanischen Salpeterwerken arbeitenden Apparaten sind bislang nicht in die Offentlichkeit gelangt; bei ihrer Beurteilung dürfte indessen der Arbeitsverbrauch zur Uberwindung der Bewegungswiderstände der Kühlflüssigkeit, welche zahlreiche scharfe Wendungen zu machen hat, eine grofse Rolle spielen.

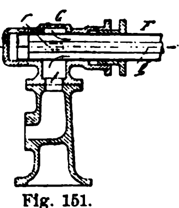


Fig. 151.

K. Hirzel in Winterthur, der in neuester Zeit ein Verfahren zur teilweisen Kochsalzabscheidung[1]) aus gesättigter Soole durch Abkühlung auf ca. — 17° ausbildete, bedurfte zur Wiedergewinnung der Kälte der erschöpften Soole eines Wärmeaustauschapparates mit der heranfliefsenden gesättigten, dem er die in Fig. 152 angedeutete Form gab. Die warme, frische Soole tritt bei *A* ein, strömt durch eine grofse Anzahl von vertikalen Röhren *RR* abwärts und wird bei *B* gekühlt aus dem Apparate

[1]) Siehe Zeitschr. für die gesamte Kälte-Industrie 1896 S. 141.

abgezogen, während die Rohre von der unten bei *C* eintretenden kalten und erschöpften Soole in einem durch Zwischenböden *Z* erzwungenen Zickzackwege umspült werden. Man erreicht hiedurch eine Abkühlung der frischen 27 prozentigen Bohrlochsoole von + 10° bis 12° auf — 12°, während die mit — 17° bei *C* ankommende kalte nur mehr 15 bis 17 prozentige Soole mit + 8 bis 10° bei *D* den Apparat verläfst. Die Gegenstromwirkung ist also eine recht vollkommene, für die Dimensionierung dürfte man hier bei 5° Temperaturdifferenz zu beiden Seiten der Trennungsfläche auf einen Wärmedurchgang von ca. 3000 Cal. pro Stunde und qm zu rechnen haben. Selbstverständlich sollte bei den letztbesprochenen Apparaten die Aufsenwandung gut gegen das Eindringen unerwünschter Wärme isoliert sein.

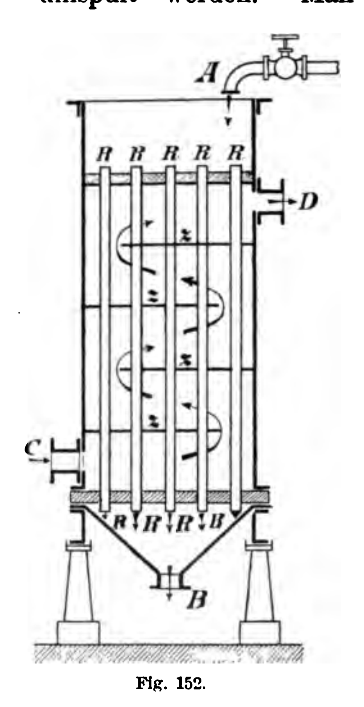


Fig. 152.

Wird die Abkühlung solcher Salzlösungen noch weiter fortgesetzt, so tritt, wie wir schon früher erwähnten, eine Krystallausscheidung ein. Die Krystalle setzen sich bei dem Pictetschen Verfahren unmittelbar an den Scheiben eines ähnlich gebauten Apparates an, werden von

diesem durch Abstreicher entfernt und durch eine Schnecke am Boden des Gefäfses gesammelt, worauf eine Elevator (Kettentrieb mit Eimern) sie aus der Lauge schöpft. Beim Hirzelschen Verfahren dagegen wird die weitere Abkühlung durch einen Verdampfapparat bewirkt, die Krystalle sinken zu Boden und werden als Salzbrei durch eine Pumpe einem Trockenapparate zugeführt.

31. Apparate zur Kühlhaltung von Flüssigkeiten dienen vorwiegend dazu, diejenige Wärme aufzunehmen und abzuführen, welche durch chemische Prozesse im Innern einer Flüssigkeit frei wird, während etwa von aufsen kommende Wärme durch eine besondere Luftkühlnng (siehe Kap. VII) am Eindringen in die Flüssigkeit verhindert werden mufs. Da die Flüssigkeit meist aus besonderen Gründen (z. B. bei der Gärung der Bierwürze zum Zwecke des Setzens der Hefe) im Ruhezustande verharren und die Temperatur möglichst an allen Stellen dieselbe bleiben soll, so ist sowohl eine Bewegung durch Röhrenapparate unthunlich, wie auch eine Abführung der Wärme von aufsen her, wie z. B. bei den Milchkühlgefäfsen, unzureichend. Man ist daher genötigt, die Kühlung direkt im Innern zu bewirken, die Kühlapparate also in die Flüssigkeit einzutauchen. Für ihre Konstruktion ist nun mafsgebend die Gröfse des Flüssigkeitsgefäfses, in welchen sie Platz finden sollen, die notwendige Kühlfläche, leichte Beweglichkeit, also geringes Gewicht und die Möglichkeit einer raschen, vollständigen Reinigung. Gewöhnlich werden derartige Kühler von einer Kühlflüssigkeit durchflossen, wenn man sie nicht als Schwimmer ausbildet und mit Eis füllt. Als Kühlflüssigkeit dient in den meisten

Fällen nahe bis zum Gefrierpunkt gekü
Brunnenwasser, welches vom Süfswasserkühler
einem hochstehenden Reservoir in einer

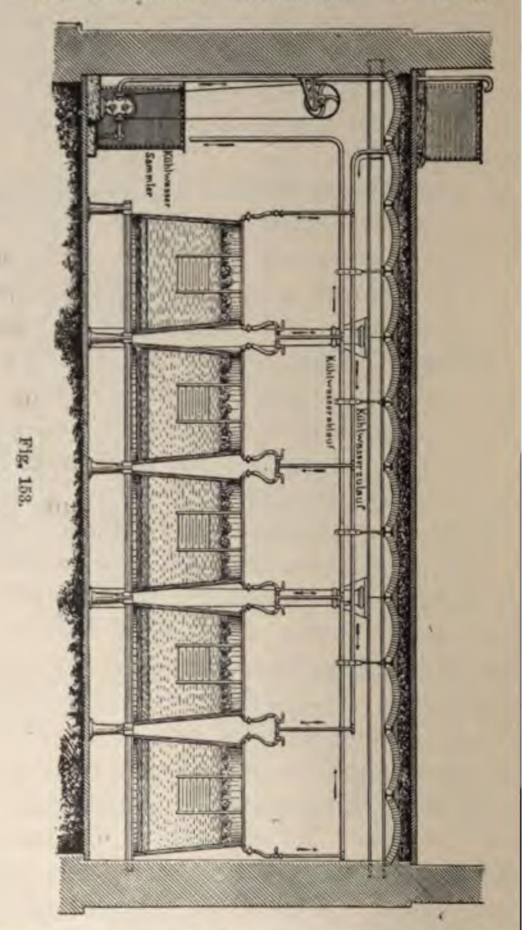


Fig. 153.

den Gefäfsen angebrachten Leitung zufliefst
durch eine andere Leitung in ein Sammelgefäfs zu
geführt wird (siehe Fig. 153). An diesen Leitu
befinden sich Hähne mit Schlauchanschlüssen

Verbindung mit den Kühlern. Aus dem Sammelgefäfs wird das etwas erwärmte Wasser schliefslich zeitweilig in das Reservoir bezw. den Süfswasserkühler zurückgepumpt, um seinen Kreislauf von neuem zu beginnen.

Die Kühler selbst zerfallen in Taschenkühler und Röhrenkühler; sie werden stets aus verzinntem Kupferblech hergestellt und durch Gummischläuche mit der Zu- und Ableitung verbunden; mit den Rohrenden, welche zur Versteifung unter sich mit einem Steg verbunden sind, ruhen

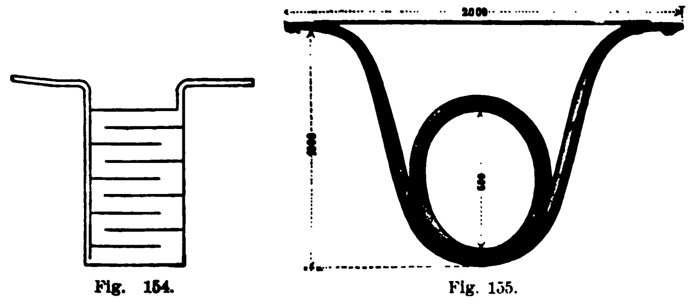


Fig. 154. Fig. 155.

sie auf dem Rande des Flüssigkeitsgefäfses. Die Taschenkühler (Fig. 154) sind flache, durch Querwände eingeteilte Gefäfse, in deren unterste Abteilung die Kühlflüssigkeit eintritt und im Zickzackwege aufsteigt, sie werden manchmal einfach aus zwei zusammengelöteten Blechen hergestellt, in welche der Zickzackkanal eingeprefst ist. Die Röhrenkühler bestehen in der Neuzeit ausschliefslich aus einem kreisförmig zusammengebogenen Kupferrohr. nach Fig. 155, sie zeichnen sich durch Wegfall jeglicher Verbindungsstellen innerhalb der Flüssigkeit und durch Billigkeit aus, müssen jedoch zur Erzielung derselben Kühlfläche erheblich gröfsere Dimensionen besitzen als die Taschenkühler.

Da die Flüssigkeit im Gefäfse keine Temperaturänderung erleiden soll, so ergibt sich der Kältebedarf lediglich aus der chemischen Reaktionswärme. Hat man z. B. Bierwürze von 15 kg Extraktgehalt pro 1 hl, von welchem 50% vergoren werden sollen, so sind, da bei der Gärung von 180 g Zucker (entsprechend dem Molekulargewicht) rund 32 Cal. frei werden[1]), pro 1 hl der Würze $32 \cdot \frac{15000 \cdot 0,5}{180} = 1333$ Cal. durch die Kühlung abzuführen. Für einen Bottich von 30 hl Inhalt ergibt sich demnach ein totaler Kältebedarf von 40000 Cal., der sich auf die ganze Gärdauer, also etwa 10 Tage = 240 Stunden verteilt, so dafs auf jeden mit Würze angestellten Bottich stündlich rund 167 Cal. kommen. Soll nun die Temperatur nicht über 6° C. steigen, so darf das Kühlwasser, welches mit rund + 1° eintritt, den einzelnen Kühler jedenfalls nicht mit höherer Temperatur als 5° verlassen, so dafs man stündlich mindestens $\frac{167}{5-1} = 42$ l kaltes Süfswasser pro Kühler oder auch pro Bottich zu rechnen hat. Die Wärmedurchgangsfläche des einzelnen Kühlers mufs hierbei mit 5 bis 1°, im Mittel also 2° Temperaturdifferenz zwischen der Flüssigkeit und dem Kühlwasser 0,25 bis 0,33 qm betragen.

---

[1]) Nach Buffard: Comptes rendus 1862 No. 8. Siehe auch Zeitschr. für Kälte-Industrie 1895 S. 215.

Kapitel VII.

Die Luftkühlung.

32. Gesetze der Luftkühlung. Die hauptsächlichste Wirkung der künstlichen Kühlung beruht in der Verhinderung bezw. Verlangsamung von Zersetzungsprozessen, denen unter normalen Temperaturen die Nahrungs- und Genufsmittel gewöhnlich rasch verfallen. Zur Einleitung solcher Prozesse ist neben der Möglichkeit des Luftzutrittes innerhalb gegebener Temperaturgrenzen auch die Gegenwart von Wasser notwendig, wodurch dann die Lebensbedingungen der die Zersetzungsvorgänge hervorrufenden Mikroorganismen gegeben sind[1]).

Durch Erniedrigung der Temperatur, welche sich bei Festkörpern zunächst auf die dieselben umgebende Luft erstreckt, bei Flüssigkeiten dagegen unmittelbar erzielt werden kann, werden die genannten Mikroorganismen zwar nicht zerstört, jedoch in ihrer Thätigkeit und vor allem in ihrer

---

[1]) Dafs auch schädliche Parasiten, z. B. Rinderfinnen, durch längeres Lagern in Kühl- und Gefrierräumen zum Absterben gebracht werden können, haben Prof. Ostertag und Direktor Reifsmann durch umfassende Versuche erwiesen. Siehe Zeitschr. f. Fleisch- und Milchhygiene 1897. April.

Vermehrung wirksam gehindert, insbesondere wenn mit der Abkühlung zugleich eine mehr oder weniger vollständige Wasserentziehung verbunden ist. Es herrscht darum in der modernen Kälte-Industrie das Bestreben vor, bei Luftkühlungsanlagen, wie sie mit öffentlichen Schlachthöfen und Markthallen häufig verbunden sind, den relativen Feuchtigkeitsgehalt der Luft mit der Temperatur zu erniedrigen, während der absolute Dampfgehalt ja hierbei ohnehin sinken mufs. Dies ist aber nur dadurch erreichbar, dafs die abzukühlende und zu trocknende Luft mit Oberflächen in Berührung gebracht wird, an denen eine niedrigere Dampfspannung herrscht, als der Sättigungsdruck des Dampfgehaltes der Luft bei der entsprechenden Temperatur. Eine Kühlung durch kaltes Wasser, an dessen Oberfläche naturgemäfs immer eine seiner Temperatur entsprechende Dampfspannung herrscht, ist darum für den gedachten Zweck nicht hinreichend, auch wenn man dasselbe unter den Gefrierpunkt dauernd abzukühlen vermöchte. Dagegen liegt es nahe, den unerwünschten Feuchtigkeitsüberschufs dadurch zu entfernen, dafs man die Luft erheblich unter die beabsichtigte Temperatur abkühlt und ihr nach Entziehung des Niederschlages Gelegenheit zur Wiederaufnahme bietet. Doch ist dies — ganz abgesehen von dem mit zu tiefer Abkühlung in der Kühlmaschine verbundenen erheblichen Mehraufwand von Betriebsarbeit — mit grofsen Schwierigkeiten verbunden, weil es selten gelingen wird, eine solche Wärmeaufnahme (durch Hinstreichen an wärmeren Oberflächen, welche praktisch kaum wasserfrei sein dürften) ohne gleichzeitige Wiedererhöhung des Dampfgehaltes durchzuführen,

so dafs man thatsächlich auf die Kühlung der Luft an Oberflächen mit einer unter dem Sättigungsdruck liegenden Dampfspannung angewiesen bleibt.

Solche Oberflächen aber bieten sich in doppelter Weise dar, nämlich einerseits in Gestalt trockenen Eises und anderseits durch Anwendung von schwer gefrierbaren Salzlösungen. Die treibende Kraft ist in beiden Fällen die Druckdifferenz des Dampfes in der zu trocknenden Luft und an der Oberfläche dieser Körper. Diese Druckdifferenzen sind bei niederen Temperaturen nur sehr klein, immerhin aber ausreichend, um bei grofser Oberfläche und reger Luftbewegung die beabsichtigte Wirkung zu erzielen. So fand J. Juhlin (Schwed. Akad. d. Wissenschaften 1892, Anhang) folgende Drucke in Millimetern Quecksilbersäule bei den entsprechenden Temperaturen:

	Über Wasser:	Über Eis:	Differenz:
— 13°	1,744 mm	1,532 mm	0,212 mm
— 10°	2,197 »	1,999 »	0,198 »
— 5°	3,203 »	3,068 »	0,135 »
— 0°	4,618 »	4,602 »	0,016 »

Für Salzlösungen lassen sich diese Druckunterschiede aus dem Molekulargewicht berechnen: man findet unter Benutzung der Tabellen von Landolt und Börnstein (Berlin 1894) die folgenden Werte der Differenzen zwischen Wasser und gesättigter Lösung bei Temperaturen von:

	Für Chlorcalcium:	Für Kochsalz:
— 10°	1,142 mm	0,206 mm
— 5°	0,334 »	0,457 »

Für Chlormagnesium:

0,209 mm

0,447 »

Man erkennt, dafs für diese in der Praxis gebräuchlichsten Lösungen, auch wenn sie in der Regel nicht gesättigt verwendet werden, die Druckdifferenz im Durchschnitt höher ausfällt, als für trockene Eisflächen bei derselben Temperatur, dafs mithin ihre trockene Wirkung eine intensivere sein wird. Da durch Aufnahme des Wasserniederschlages aus der Luft die Salzlösungen sich verdünnen, so sinkt diese Wirkung naturgemäfs mit der Zeit, so dafs die Lösung durch teilweises Ablassen und Zugabe frischen Salzes bezw. Eindampfen von Zeit zu Zeit verstärkt werden mufs. Im letzteren Falle empfiehlt sich die Einschaltung eines Gegenstromapparates zwischen das Eindampfgefäfs und den Luftkühler, wodurch die nicht zu vermeidenden Kälteverluste auf ein Minimum reduziert werden. Die Soole selbst wird im Betriebe durch den Verdampfer einer Kühlmaschine entweder dauernd auf tiefere Temperatur erhalten oder immer wieder auf eine solche gebracht.

Bei der Kühlung und Trocknung der Luft an der Oberfläche trockenen Eises, welches sich auf den entweder direkt vom Kältemedium der Kühlmaschine oder indirekt von einer erst durch dieses gekühlten Salzlösung durchströmten Rohren der Luftkühlvorrichtung ansetzt, schlägt sich auch die Feuchtigkeit in Form von Eis nieder, wobei die mit dem Wasser der Luft wandernden Mikroorganismen zum grofsen Teile eingeschlossen und dadurch unschädlich gemacht werden. Im Gegensatze hierzu haben wir bei der Kühlung und Trocknung durch die freie Oberfläche von Salzlösungen nur eine Verflüssigung des Dampfgehaltes der Luft, mithin ist auch nur eine (um die Schmelzwärme) geringere Wärmemenge bei gleicher Trocknung in

diesem Falle zu binden und abzuführen. Da aufserdem sich bei Verwendung von Salzlösungen eine innigere Berührung infolge nahezu beliebiger Vergröfserung der Oberfläche derselben erreichen läfst, so erscheint dieses System zu dem gedachten Zwecke ökonomischer.

Jedenfalls kann von einer dauernden Trocknung der Luft bei Berührung mit nassem Eis (Natureis), wie es noch vielfach angewendet wird und vor der Ausbildung der modernen Kältemaschinen ausschliefslich im Gebrauche war, kaum die Rede sein. Hierbei wird nämlich sowohl die Kühlung, wie auch ein eventueller Niederschlag von Wasser aus der Luft nur durch Schmelzen einer entsprechenden Eismenge erzielt, so dafs die Oberfläche immer feucht bleibt und infolgedessen eine Spannungsdifferenz gegenüber dem Dampfe der Luft nicht aufrecht zu erhalten ist.

Daran ändert auch eine rasche Abführung des Schmelzwassers nichts, weil das Eis, wenn es nicht einer unmittelbaren Wärmeentziehung ausgesetzt ist (wie an der Oberfläche der vom Kältemedium durchströmten Rohre), immer feucht bleibt.

Die zur gleichzeitigen Abkühlung und Trocknung der Luft benötigte Wärmeentziehung läfst sich nun leicht ermitteln, wenn man die anfängliche und endliche Temperatur, sowie die entsprechenden Feuchtigkeitsgehalte der Luft kennt. Die Abkühlungswärme in Calorien berechnet sich für jedes Kilogramm atmosphärischer Luft aus der Temperaturdifferenz, multipliziert mit der spezifischen Wärme bei konstantem Druck 0,2377. Ist die Luftmenge dagegen, wie in den meisten Fällen, dem Volumen nach, also in Kubikmetern

gegeben, so hat man, da 1 cbm bei 0° und atmo sphärischem Drucke rund 1,293 kg wiegt, die Tem peraturdifferenz mit 1,293 · 0,2377 = rund 0,31 z multiplizieren.

Hiernach würde man, um beispielsweise stünd lich 1000 cbm Luft von + 2° auf — 3° abzukühlen ohne Rücksicht auf deren Feuchtigkeitsgehalt, ein Wärmemenge von 1000 · 5 · 0,31 = 1550 Cal. stünd lich zu entziehen haben.

Zur Ermittelung der Wärmeentziehung fü die hiermit verbundene Lufttrocknung bedien man sich alsdann der nachstehenden kleine Sättigungstabelle, in welcher für jede Tempe ratur der Dampfgehalt in Gramm von 1 cbm Lu in gesättigtem Zustande enthalten ist.

Tabelle XIX.

Temperatur ° C.	Dampfgehalt g pro 1 cbm	Temperatur ° C.	Dampfgehalt g pro 1 cbm	Temperatur ° C.	Dampfgehalt g pro 1 cbm
— 20	1,13	— 4	3,70	+ 3	5,95
— 15	1,66	— 3	3,96	+ 4	6,36
— 10	2,40	— 2	4,25	+ 5	6,79
— 9	2,59	— 1	4,52	+ 6	7,25
— 8	2,78	0	4,87	+ 7	7,73
— 7	2,99	+ 1	5,21	+ 8	8,24
— 6	3,21	+ 2	5,57	+ 9	8,73
— 5	3,45			+ 10	9,36

Die durch Niederschlag von 1 g Wasser au der Luft freiwerdende Wärme kann man im ganze Bereich dieser Tabelle genügend genau gleic 0,61 Cal. annehmen, und verfährt dann zur Be rechnung der ganzen Niederschlagswärme derar dafs man für jedes Kubikmeter den Dampfgeha

im Sättigungszustande mit der relativen Feuchtigkeit erst für die Anfangstemperatur und dann ebenso für die Endtemperatur multipliziert, beide Werte voneinander abzieht und schliefslich das Ganze mit 0,61, sowie der Zahl der Kubikmeter Luft multipliziert.[1])

Hat man also, wie oben, 1000 cbm Luft, welche bei + 2° etwa 90% ihrer Sättigungsmenge enthalten, während der Abkühlung bis zur Sättigung bei — 3° zu trocknen, so ist, da die Sättigungsmenge nach obiger Tabelle für + 2° pro Kubikmeter 5,57, für — 3° pro Kubikmeter 3,96 g beträgt, zu dem letzteren Vorgang allein eine Wärmeentziehung von

$$1000 \cdot 0{,}61\ (5{,}57 \cdot 0{,}9 - 3{,}96) = 640 \text{ Cal.}$$

nötig, während die Temperaturerniedrigung der Luft für sich 1550 Cal. erforderte. Aus diesem Beispiel erkennt man die eminente Bedeutung der Trocknung der Luft, deren Wärmebetrag bei der Berechnung der Kühlanlagen unbedingt berücksichtigt werden mufs, wenn man sich nicht der Gefahr einer ganz ungenügenden Wirkung aussetzen will.

Zur Ermittelung des Feuchtigkeitsgehaltes der Luft bedient man sich am sichersten des Psychometers, welcher aus 2 in Zehntelgrade geteilten Thermometern besteht, von denen die Kugel des einen durch ein feuchtes Läppchen stets nafs gehalten werden. Durch die an dieser Kugel stattfindende

---

[1]) Das oben angegebene Verfahren ist, wie noch hervorgehoben werden soll, eine Annäherungsmethode, welche indessen in den für Kühlanlagen in Frage stehenden Temperaturgrenzen praktisch hinreichend genaue Resultate gibt und sich jedenfalls durch grofse Einfachheit vor der exakten Bestimmung der Wärmemengen auszeichnet.

Verdunstung, welche um so intensiver sein wird, trockener die Luft ist, wird Wärme gebunden u daher das feuchte Thermometer eine tiefere Te peratur anzeigen, als die vom trockenen angegebe Lufttemperatur. Die Differenz beider Temperatur (sog. psychometrische Differenz) ergibt a dann ein sicheres Mafs für die relative Feuchtigk worüber ausführliche Tabellen vorliegen. Die na stehende Tabelle umfafst das für uns in Betra kommende Gebiet und zwar bei einem Baromet stande von 755 mm.

Tabelle XX.

Temperatur	Psychometrische Differenz ⁰ Celsius			
⁰ Celsius	1	2	3	4
— 10	0,67	—	—	—
— 9	0,69	—	—	—
— 8	0,71	0,42	—	—
— 7	0,73	0,46	—	—
— 6	0,74	0,49	—	—
— 5	0,76	0,52	—	—
— 4	0,77	0,55	—	—
— 3	0,78	0,57	0,36	—
— 2	0,80	0,60	0,40	—
— 1	0,80	0,61	0,43	—
0	0,81	0,63	0,45	0,28
+ 1	0,82	0,65	0,48	0,32
+ 2	0,82	0,66	0,51	0,35
+ 3	0,83	0,66	0,51	0,37
+ 4	0,84	0,67	0,52	0,39
+ 5	0,84	0,69	0,54	0,39
+ 6	0,85	0,70	0,56	0,42
+ 7	0,85	0,71	0,57	0,44
+ 8	0,86	0,72	0,59	0,46
+ 9	0,87	0,73	0,61	0,48
+ 10	0,87	0,74	0,62	0,50

Zeigt z. B. das trockene Thermometer $+ 3^0$, das feuchte dagegen $+ 1^0$ C. an, so beträgt die psychometrische Differenz 2^0 und die Tabelle ergibt für diese Werte einen Feuchtigkeitsgehalt von 0,66. Da nun 1 cbm Luft von $+ 3^0$ nach der vorigen Tabelle im gesättigten Zustande 5,95 g Wasser enthält, so besitzt er mit einer Feuchtigkeit von 0,66 nur

$$0,66 \cdot 5,95 = 3,93 \text{ g},$$

kann also noch 5,95 — 3,93 = 2,02 g aufnehmen.

Es sei noch bemerkt, dafs die vielfach verbreiteten Haarhygrometer sehr wenig zuverlässig sind und vor ihrem Gebrauche stets justiert werden müssen. Jedenfalls verdient das Psychometer vor allen anderen Apparaten unbedingt den Vorzug.

Die Luftkühlapparate, welche in Verbindung mit Kühlmaschinen in praktischer Verwendung stehen, zerfallen, je nachdem die Luft an kalten Rohren hinstreicht, welche aufsen infolge des Niederschlages der Luftfeuchtigkeit fast stets mit einer schwachen Eisschicht überzogen sind, oder mit der Flüssigkeits-Oberfläche der abgekühlten bezw. dauernd kalt erhaltenen Salzlösung selbst in Berührung gebracht wird, in Röhren-Luftkühlapparate und Salzwasser-Luftkühlapparate.

33. Die Röhren-Luftkühlapparate, die wir zunächst besprechen wollen, teilt man auch wohl ein in solche mit direkter Verdampfung, bei denen im Innern der Rohre unmittelbar der verdampfende Kälteträger unter Umgehung eines Zwischenmittels (Salzlösung) zirkuliert, und in solche mit indirekter Verdampfung, deren Rohre von der im Verdampfer der Kühlmaschine abgekühlten Salzlösung durchflossen werden. Welche von diesen beiden Gattungen

praktisch den Vorzug verdient, läfst sich mangels hinreichender theoretischer Unterlagen, sowie zuver lässiger vergleichender Versuche z. Zt. noch nicht entscheiden. Von vornherein scheint die besonders in Amerika beliebte, in Europa durch Fixary (Paris), die Maschinenbauanstalt »Humboldt« in Kalk-Köln und die Firma L. Seyboth in München ausgeführte Luftkühlung mit direkter Verdampfung eine um so günstigere Wirkung zu versprechen, als infolge des Wegfalls des Zwischenmittels, also mindestens einer Wärmedurchgangsfläche, das Temperaturgefälle zwischen der Luft und dem in der Maschine zirkulierenden Kälteträger geringer ausfallen dürfte, wodurch auch der Arbeitsverbrauch der Kühlmaschine sich vermindern wird. Dies ist aber (analog dem Vorgange bei Berieselungskondensatoren) wegen des verschlechterten relativen Wärmedurchgangs der Heizflächen mit Verdampfung auf einer Seite gegenüber der Flüssigkeitszirkulation nur möglich, wenn die Flächen und damit die gesamte Rohrlänge sehr reichlich bemessen sind, wodurch anderseits die Bewegungswiderstände des Kälteträgers ungünstig beeinflufst werden. Aufserdem erfordert erfahrungsgemäfs die direkte Verdampfung in den Rohren eine sehr sorgfältige Regulierung der Kühlmaschine, deren Temperaturschwankungen sich ohne Zwischenschaltung der als Kältereservoir dienenden grofsen Salzlösungsmasse sofort auf die Luft übertragen und den Beharrungszustand leicht stören. Da man nun gerade auf diesen Punkt in Europa grofsen Wert legt, so hat die direkte Verdampfung hier bisher keine grofse Verbreitung gefunden, obwohl man mit ihr, wie Verfasser z. B. an der Schlachthofkühlanlage in München festgestellt

hat, den Feuchtigkeitsgehalt der Luft infolge der tiefen Temperatur des an den Verdampferschlangen haftenden Eises sehr niedrig halten kann.

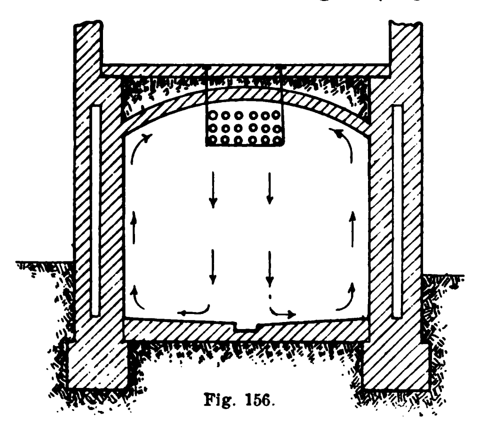
Bezeichnender als die soeben erwähnte Unterscheidung der Röhrenluftkühler ist jedenfalls die Einteilung derselben in solche mit natürlichem und künstlichem Luftumlauf.[1])

a) Kühlapparate mit natürlichem Luftumlauf werden entweder im Kühlraum selbst in Form von Röhrenbündel angebracht oder über demselben in eine besondere Kammer verlegt, welche mit dem Kühlraum durch Kanale in Verbindung steht. Da die Luft sich im Kühlraume z. B. Fleischkühlhalle, Gär- oder Lagerkeller einer Brauerei u. s. w.) erwärmt, so wird sie eine aufsteigende Bewegung annehmen, während gleichzeitig die in der Umgebung der Kühlrohre befindliche, durch diese abgekühlte und getrocknete Luft vermöge ihres gröfseren spezifischen Gewichtes herabsinken wird.

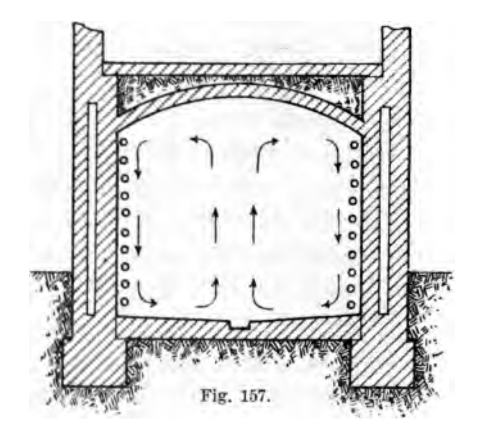
In Europa ist es nun üblich, die Kühlrohre zu einem Bündel vereinigt an der Decke bezw. dem Gewölbescheitel des Kühlraumes aufzuhängen (Fig. 156), wodurch ein in der Mitte des Raumes sinkender, an den Seitenwänden dagegen aufsteigender Luftstrom entsteht. Dem gegenüber pflegt man

[1]) Die Röhrenkühlung mit natürlichem Luftumlauf ist bei direkter Verdampfung als Umkehrung der sog. Dampfheizung, bei indirekter Verdampfung (Salzwasserzirkulation) als Umkehrung der Warm- bezw. Heifswasserheizung aufzufassen, während der Kühlung mit künstlichem Luftumlauf die sog. Luftheizung entspricht, bei der allerdings wegen der bedeutenden Temperaturdifferenz der den Heizapparat verlassenden und in denselben eintretenden Luft keine Ventilatoren nötig sind.

in Amerika die Rohre horizontal aber überein
an den Seitenwänden zu befestigen (Fig. 157)


Fig. 156.

durch eine umgekehrte Richtung des Luftst
hervorgerufen wird. Zur Vergröfserung der W


Fig. 157.

durchgangsfläche versieht man die Rohre sel
der letzten Zeit gern nach dem Vorbilde ge
licher Heizkörper mit angegossenen bezw.
setzten Rippen.

Der amerikanischen Anordnung haftet nun gegenüber der Deckenbefestigung der Kühlrohre der Nachteil an, dafs die kälteste in der Umgebung der Rohre befindliche Luft sofort mit den Wänden und unmittelbar darauf mit dem Boden in Berührung gebracht und, da durch diese Fläche vorwiegend die Wärme von aufsen eindringt, deren Aufnahme begünstigt wird. Bei der europäischen Methode der Deckenbefestigung gelangt die Luft erst dann mit diesen Flächen in Berührung, wenn sie zum gröfsten Teil wenigstens im Innern des Raumes nutzbare Wärme aufgenommen hat, wodurch an den Wänden und dem Boden das für das Eindringen von Wärme mafsgebende Temperaturgefälle gegen die Aufsenluft sich erheblich vermindert. Dagegen wird durch die amerikanische Anordnung die Austrocknung der Wände und des Fufsbodens begünstigt, da diese zunächst von der kalten und darum trockenen Luft bestrichen werden, während bei der Deckenbefestigung die Luft erst an diese Flächen gelangt, nachdem sie im Raume sich erwärmt und mit Feuchtigkeit gesättigt hat. Da dieser letztere Umstand bei Brauereikühlanlagen keine grofse Rolle spielt, so verdient hierfür die europäische Deckenbefestigung vom ökonomischen Standpunkte den Vorzug, für Konservierung von Nahrungsmitteln dürfte sich dagegen die Seitenbefestigung besser eignen, wenn man es nicht vorzieht hierfür Kühlapparate mit künstlichem Luftumlauf anzuwenden (siehe unten).

Selbstverständlich ist mit beiden Anordnungen dafür Sorge zu tragen, dafs das bei dem Stillstande der Kühlanlage durch Abtauen der Rohre entstehende Schmelzwasser, welches eine grofse Zahl schädlicher

Keime enthält, sofort abgefangen wird und Gelegenheit findet, durch Syphons den Raum zu verlassen. Dies läfst sich übrigens am bequemsten bei Kühlapparaten durchführen, welche in einer besonderen Kammer über dem Kühlraum angebracht sind (Fig. 158), wo sie einfach auf Tropfschalen ruhen, welche dort den Luftumlauf nicht behindern. Die ebenso wie der Kühlraum selbst gut isolierte Kammer ist dann so grofs auszuführen, dafs sie bequem

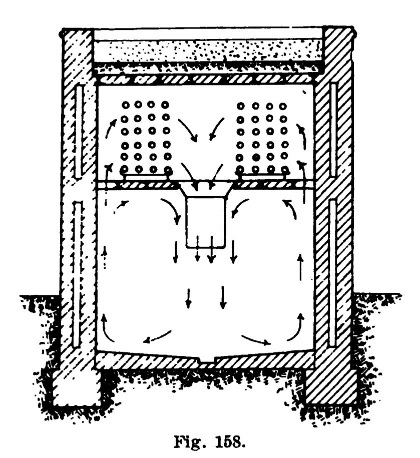


Fig. 158.

begangen werden kann, und steht mit dem Kühlraum durch seitliche Kanäle in Verbindung, welche die warme Luft zuleiten, während durch einen oder mehrere, am zweckmäfsigsten zentral angeordnete Kanäle die kalte und trockene Luft wieder in den Raume zurücktreten kann. Um eine zu frühzeitige Vermischung derselben mit dem Luftinhalte der Kammer zu verhindern, bildet man die Kaltluftzuführungskanäle wohl auch, wie in Fig. 158 skizziert, als unten offene Rohre aus.

Charakteristisch für alle vorbesprochenen Röhrenluftkühler mit natürlichem Luftumlauf ist die infolge der geringen Temperaturdifferenzen, welche hierbei in Frage kommen, langsame Bewegung der Luft. Diese ist immer dann vorteilhaft, wenn es sich in erster Linie um die Kühlhaltung des Raumes, weniger aber um die energische Austrocknung der in denselben aufgespeicherten Körper handelt, welch letztere sich nur durch intensive Zirkulation und damit verbundene öftere Lufterneuerung erreichen läfst.

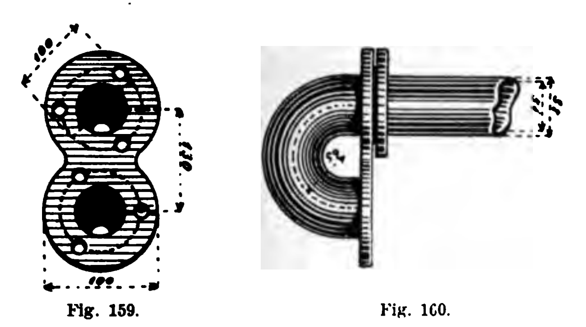


Fig. 159. Fig. 160.

Darum entspricht die Kühlung mit natürlichem Luftumlauf auch vollkommen den Bedürfnissen der Brauereien, bei denen das Bestreben nach intensiver Austrocknung, bezw. Wasseraufnahme durch die Luft an den grofsen Flüssigkeitsmengen im Gär- und Lagerkeller einfach scheitern würde. Ganz anders liegen die Verhältnisse bei Kühlanlagen für leicht verderbliche Lebensmittel (Fleisch, Fische), welche zu ihrer Erhaltung eine wenigstens oberflächliche Trocknung erheischen.

Als Kühlrohre mit Salzwasserzirkulation verwendet man meist geschweifste Bördelrohre von 2"

(51 mm) inneren und 57 mm äufseren Durchmesser[1]), deren mittlere Wärmetransmissionsfläche demnach 0,169 qm pro lfd. Meter ist (Fig. 159 u. 160). Infolge der den Wärmedurchgang aufserordentlich verschlechternden Bereifung darf man keinesfalls auf mehr als 100 Cal. stündlich pro 1 qm rechnen, bei Luftkühlapparaten mit direkter Verdampfung sollten zweckmäfsig 80 Cal. nicht überschritten werden, da andernfalls die Temperatur im Innern zu tief sinken mufs. Der Betrieb gestaltet sich immer dann am günstigsten, wenn die Bereifung der Rohre nur so schwach ist, dafs sie grau erscheinen; dick mit Eis umgebene Rohre haben stets einen grofsen Arbeitsaufwand zur Folge. Die Dicke der Bereifung hängt übrigens vorwiegend von dem anfänglichen Feuchtigkeitsgehalt des zu kühlenden Raumes ab; der Beharrungszustand wird erst dann erreicht, wenn kein Eis sich mehr ansetzt, bezw. auch kein Abtauen stattfindet. Ist die Temperatur der Luft im Raume alsdann höher als der Gefrierpunkt, so herrscht an der Oberfläche der Eisschicht genau die Temperatur 0°, unabhängig von ihrer Dicke und der Temperatur im Rohrinnern.

b) Röhrenkühlapparate mit künstlichem Luftumlauf müssen, schon um die Luft mit den Rohroberflächen in Berührung zu bringen, in besonderen Kammern Aufstellung finden. Diese Kammern sind alsdann durch zwei Kanäle einerseits mit den Kaltluftzuführungsrohren des Kühlraumes, andererseits mit den Absaugerohren desselben verbunden. In dem Sammelkanal der letzteren

[1]) Die normale Länge dieser Rohre beträgt 5 m, das Gewicht von einem Rohr mit 2 Flanschen 20,6 kg, das eines Verbindungsbogens nach oben stehender Skizze ca. 3,9 kg.

befindet sich dann stets der Ventilator, dessen Betriebsarbeit[1]) um so geringer ausfällt, je reichlicher die Querschnitte der Luftleitungen bemessen, und mit je weniger scharfen Biegungen bezw. Knicken dieselben angeordnet sind. Wenn irgend möglich, sollten auch diese Apparate oberhalb der Kühlräume Aufstellung finden, um so die natürliche, durch die Temperaturdifferenz der auf- und absteigenden Luft bedingte Geschwindigkeit mit zu benutzen, während man bei umgekehrter, d. h. tieferer Aufstellung der Kühlapparate gegenüber dem Kühlraume diese natürliche Luftbewegung durch die Ventilatorenarbeit vernichten mufs. Dieser Umstand ist um so beachtenswerter, als die Betriebsarbeit des Ventilators vollständig in Wärme umgesetzt und in dieser Form der Luft selbst mitgeteilt wird, so dafs um den Betrag dieses Wärmeäquivalentes die Kälteleistung sich verschlechtert. Bei ungeschickter Gesamtanordnung kann der hieraus entstehende Verlust sehr beträchtlich sein.

Von den Ventilatoren verdienen im allgemeinen die Axialventilatoren und Schraubengebläse den Vorzug vor den Centrifugal-Ventilatoren, welche sowohl infolge der Querschnittverengungen des Luftweges, wie auch mehrfacher Richtungswechsel des Stromes erheblich mehr Arbeit absorbiren, als

[1]) Unter mittleren Verhältnissen darf man bei einer Luftgeschwindigkeit von 4 bis 5 m pro Sekunde in den Hauptkanälen auf einen Arbeitsverbrauch von 0,15 bis 0,25 PS durch den Ventilator für je 1000 cbm stündliche Luftförderung rechnen, wodurch eine schädliche Temperatursteigerung von rund 0,3 bis 0,5° C. hervorgerufen wird. Eine Verdoppelung der Luftmenge und damit der Geschwindigkeit würde den Arbeitsaufwand und die schädliche Temperatursteigerung vervierfachen.

die erstere Gattung und aufserdem durch ihre grofsen äufseren Metallflächen die schädliche Wärmeaufnahme aus der Umgebung sehr begünstigen.

Die Luftzirkulation innerhalb des Kühlraumes hat man selbstverständlich mit Anwendung des Ventilators durch die Anlage der Zu- und Abluftkanäle vollständig in der Hand. Dieselben, früher aus verzinktem Eisenblech[1]), jetzt fast ausschliefslich aus Holz, welches vorher sorgfältig mit Eisenvitriol[2]) imprägniert wurde, gefertigten, meist parallelepipedisch gestalteten Schläuche werden stets an der Decke des Kühlraumes befestigt. Die Lufteintrittsöffnungen befinden sich an der Unterseite der Zuluftkanäle, die Austrittsöffnungen an den Seitenflächen, seltener an der Ober- oder Unterseite der Abluftschläuche. Sind bei grofsen Kühlräumen mehrere solcher Kanäle notwendig, so werden dieselben gern abwechselnd angeordnet, so dafs ein Abluftschlauch auf einen Zuluftkanal folgt. Alsdann stellt sich im Raume eine Luftbewegung ein, wie sie in Fig. 151 durch Pfeile angedeutet ist. Die Lagerung der Kanäle im Grundrifs verdeutlicht Fig. 162 und 163, welche den Plänen für die Schlachthofanlage zu Chemnitz i. S.[3]) entnommen wurde. Es hat sich übrigens als zweckmäfsig herausgestellt, die Abluftkanäle über den Gängen anzubringen, während die Zuluftkanäle die kalte Luft unmittelbar über den mit Waren gefüllten Abtei-

[1]) Diese besitzen den Nachteil, dafs sich an ihnen gern Wasser aus der Luft abscheidet, welches niedertropfend die Waren verunreinigt und die Trocknung vereitelt.

[2]) Neuerdings sind eine grofse Zahl neuer Imprägnierungsmethoden für Holz versucht worden. Siehe hierüber die Jahrgänge 1897 und 1898 der Zeitschr. f. Kälte-Industrie.

[3]) Siehe Zeitschr. f. d. gesamte Kälte-Industrie 1894, S. 5.

lungen (Zellen) austreten lassen, welche unter sich und gegen die Gänge durch verschliefsbare Gitter abgegrenzt sind.

Als Beispiel eines in der Praxis bewährten Röhrenkühlers, und zwar mit direkter Verdampfung geben wir in Fig. 164 bis 166 den von der Maschinenfabrik »Humboldt« ausgeführten wieder, der aus zwei durch einen Kanal getrennten Rohrkammern besteht, von denen immer nur eine von dem verdampfenden Kälteträger (diesmal Ammoniak) durchströmt wird, während die aus dem Kühlraum kommende Luft zunächst infolge ihrer hohen Temperatur die Bereifung der Rohre in der andern Kammer abtaut, hierdurch schon vorgekühlt in den Zwischenkanal und schliefslich zur intensiven Abkühlung und Trocknung in die zweite Rohrkammer eintritt. Sind die Rohre in dieser nach einigen Stunden bereift, so wird das Ammoniak von

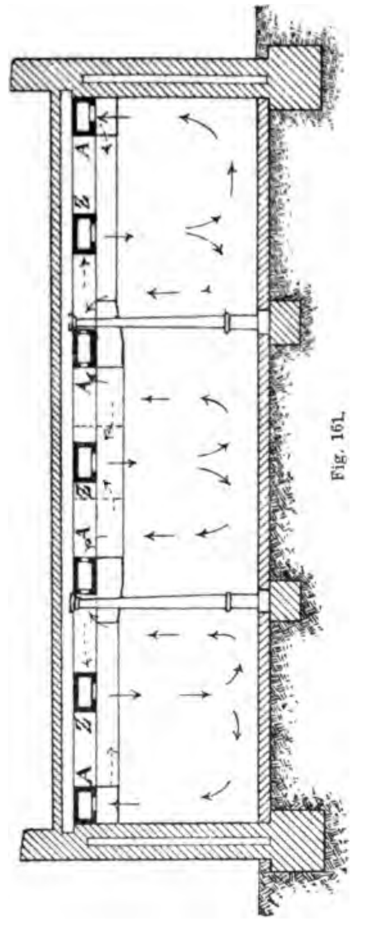


Fig. 164.

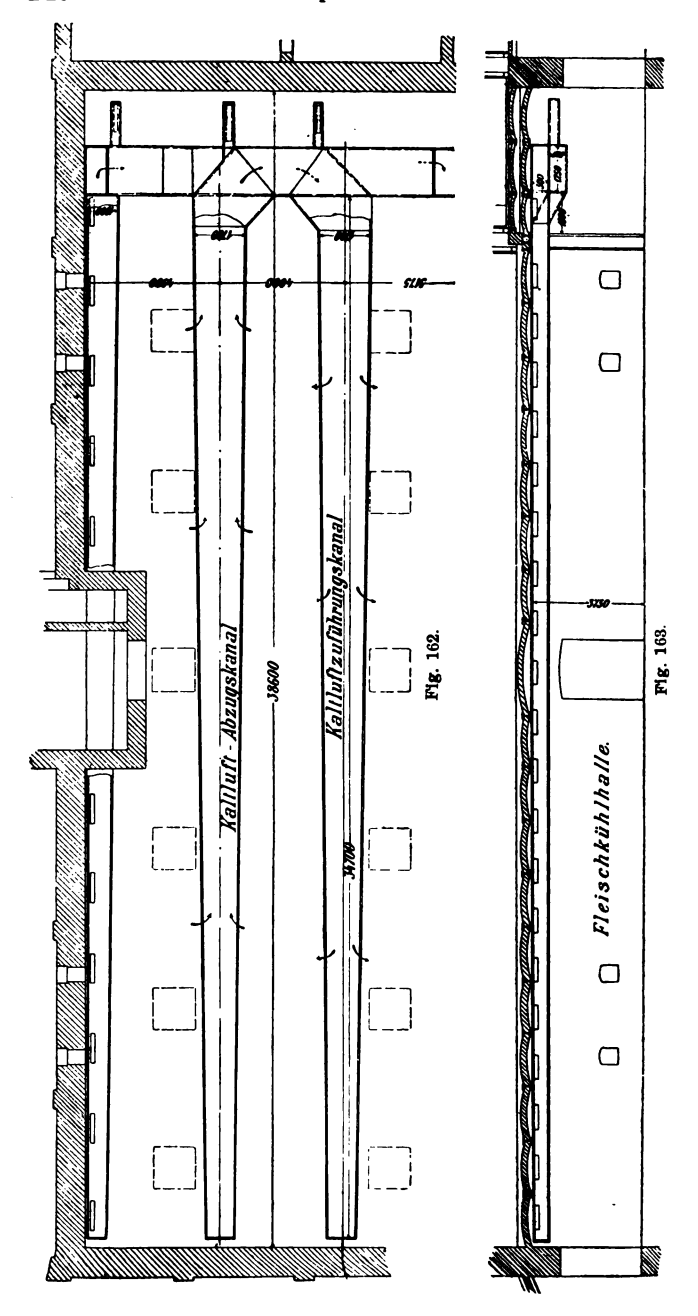


Fig. 162.

Fig. 163.

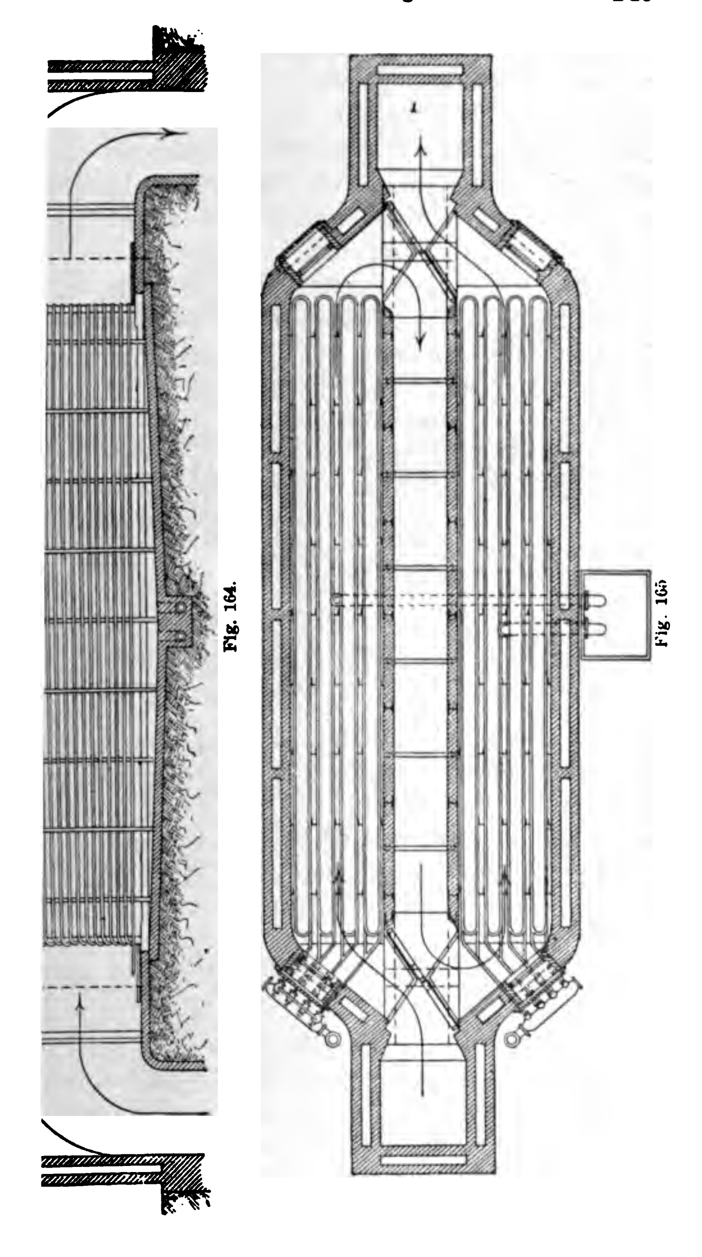


Fig. 164.

Fig. 165

denselben abgesperrt und den Rohrsystemen der andern Kammer zugeleitet, sowie der Luftstrom selbst durch in Fig. 165 erkennbare Klappen umgeschaltet. Die Bewegung der Klappen erfolgt durch eine mit Handrad versehene Schraubenspindel auf der Decke des Apparates. Beides ist in Fig. 164 und 166 angedeutet.

34. Die Salzwasserluftkühler, zu denen wir nunmehr übergehen, arbeiten, wie schon die zuletzt besprochenen Apparate, ausschliefslich mit künstlichem Luftumlauf. Sie zerfallen in Berieselungskühler, in welchen die abzukühlende Luft in festen oder beweglichen, von der Salzlösung berieselten, bezw. benetzten Oberflächen hingeführt wird, und in Regenkühler, in denen die Luft bei ihrem Durchgang einem mehr oder weniger fein verteilten Regen der abgekühlten Salzlösung ausgesetzt ist.

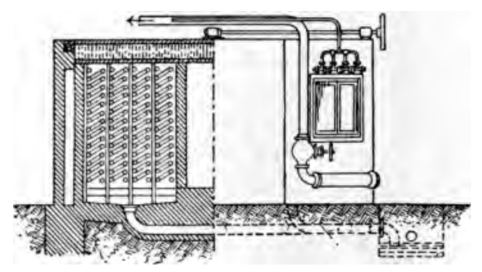


Fig. 166.

Natürlich darf das in der Soole enthaltene Salz nicht mit riechenden Stoffen, wie z. B. Petroleum oder Naphtha denaturiert sein. Es wird deshalb auch für solche Zwecke von den Zollbehörden ohne Aufschlag in reinem Zustande zugelassen, so dafs es nicht nötig ist, zu Mischungen zu greifen, welche durch unkontrollierbare Zusätze denaturiert sind

und häufig genug durch Schlammansatz den Wärmedurchgang der Verdampferrohre stören.

Die **Berieselungskühler mit festen Oberflächen** unterscheiden sich in ihrer Anordnung nicht von den sog. Verdunstungskondensatoren der Dampf- und Kühlmaschinen. (Siehe § 23.) Sie bestehen aus einer Reihe horizontal hin- und hergeführter, vertikale Wände bildender Rohrsysteme, in welchen der Kälteträger verdampft, während an der Aufsenfläche die Salzlösung herabrieselt, die ihrerseits von der daran hinstreichenden

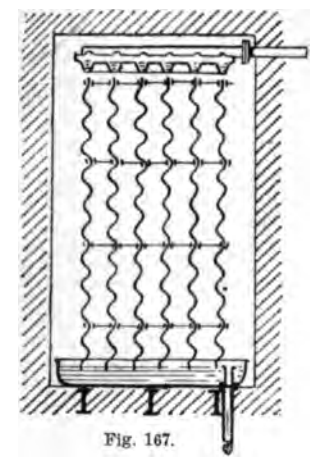


Fig. 167.

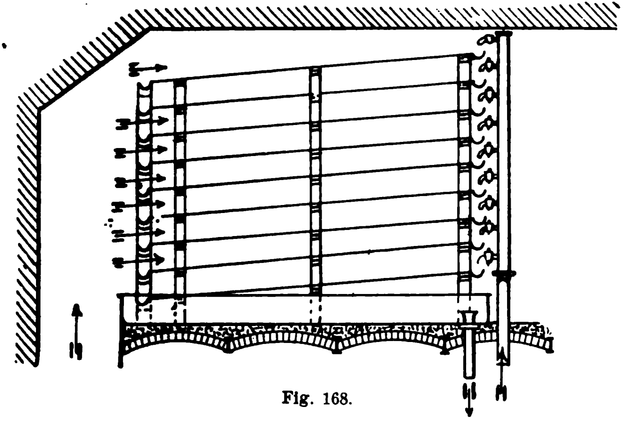
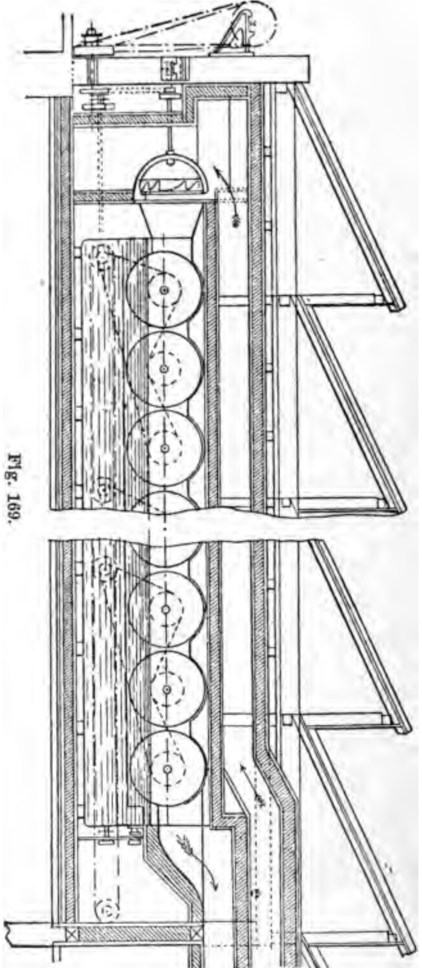


Fig. 168.

Luft Wärme und Feuchtigkeit aufnimmt. Das Ganze ist in eine mit dem Zuluft- und Abluftkanal verbundene Kammer eingebaut. Die herabrieselnde Salzlösung sammelt sich in einem Tropfbassin an und

wird alsdann durch Pumpen wieder in die über den Rohrsystemen angebrachten Verteilungsrinnen gefördert.


Fig. 169.

Da bei dieser Anordnung ein Verspritzen der Salzlösung und damit ein Fortreissen von Tropfen derselben durch die Luft nicht gut verhindert werden kann, so läfst man neuerdings die vorher im Verdampfen abgekühlte Soole lieber an senkrecht aufgestellten Wellblechen (Fig. 167) oder auch auf leicht geneigten flachen Blechen (Fig. 168) herabrieseln, während die Luft zwischen diesen Flächen thunlichst im Gegenstrom geführt wird. Im letzteren Falle wird die Soole am unteren Ende der Bleche durch Rinnen aufgefangen und seitlich aufserhalb des Luftstromes in die unter dem Luftkühler befindliche Tropfschale abgeleitet.

Die Berieselungskühler mit beweglichen Oberflächen haben in der Form der Lindeschen Scheibenkühler eine weite Verbreitung erlangt (Fig. 169). Sie bestehen aus einem mit Salzlösung gefüllten Trog, an dessen Boden die Verdampferrohre liegen, während in den oberen Teil eine grofse Anzahl von Blechscheiben von 1,2 bis 1,5 m Durchm., die in Gruppen von 50 bis 80 auf Rotationsaxen sitzen, eintauchen. Durch Schnurläufe werden, je nach dem Umfang des Betriebes, einzelne dieser Axen bezw. alle in langsame Umdrehung (5 bis 8 pro Minute) versetzt, so dafs die auf ca. 1/8 Durchmesser eintauchenden Blechscheiben sich immer von neuem benetzen und mittels der an ihrer herausragenden Oberfläche haftenden Salzlösungsschicht der daran hinstreichenden Luft Wärme und Feuchtigkeit entziehen. Da in diesen Apparaten neben den Schnurtrieben für die Scheiben noch ein Rührwerk zur Bewegung der Salzlösung im Troge notwendig ist, so erscheinen sie etwas verwickelter, als die oben genannten Berieselungskühler, haben sich aber trotzdem in der Praxis recht gut bewährt.[1])

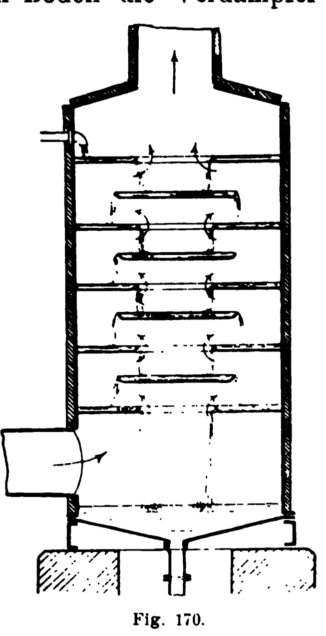


Fig. 170.

[1]) Der Arbeitsverbrauch solcher Luftkühler gröfster Anordnung ergibt sich nach bisherigen Erfahrungen zu rund

Dies gilt nicht in gleichem Maſse von den Regenkühlern, von denen wir in Fig. 170 eine schematische Skizze geben. Dieselben gewähren allerdings den Vorzug, daſs in ihnen sehr leicht ein Gegenstrom einerseits zwischen der unten ein- und oben austretenden Luft und andererseits der oben einströmenden, in Kaskaden abwärts flieſsenden Salzlösung hergestellt werden kann. Streng genommen, wirken diese Apparate auch teilweise dadurch, daſs die Luft auf ihrem mannigfach gewundenen Wege

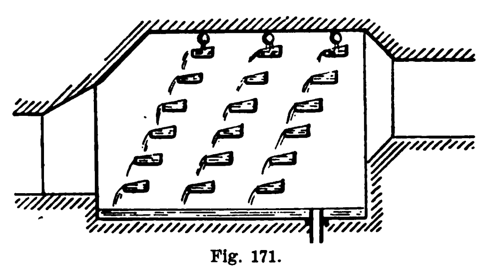


Fig. 171.

mit der trockenen Unterfläche der Salzwasserschalen in Berührung kommt. Der oftmalige, im Interesse einer gleichmäſsigen Kühlung und Trocknung der Luft liegende Richtungswechsel des Luftstromes verursacht übrigens insbesondere beim Durchströmen mehrerer Apparate erhebliche Bewegungswiderstände und damit eine beträchtliche Ventilatorenarbeit, deren ungünstigen Einfluſs auf die Kälteleistung wir schon hervorgehoben haben. Aus diesem Grunde hat man in neueren Apparaten wenigstens die Richtungsänderungen der Luft dadurch vermieden, daſs man nach Fig. 171 eine Reihe von Kaskaden hintereinander stellte, durch welche die Luft hin-

0,1 PS. pro 1000 cbm stündliche Luftzirkulation mit einer Temperaturerniedrigung von +4 auf —6° C.

durchdringen mufs. Das auch hierbei nicht selten auftretende Mitreifsen von Salzwasser in den Kühlraum kann nur durch ein Auffangen des Wassers an Flächen vermieden werden, welche im Druckkanal angebracht und mit Rinnen zur Ableitung der abgeschiedenen Soole versehen sind. Die zur fortwährenden Hebung der Salzlösung nötige Pumpenarbeit kommt bei allen diesen Apparaten gegenüber der Betriebsarbeit für den Ventilator kaum in Betracht; dagegen ist zu beachten, dafs diese Vorrichtungen noch die Existenz eines besonderen Salzwasserkühlers (Verdampfers) voraussetzen, welchen die Soole vorher passieren mufs.

35. Der Kältebedarf der Luftkühlung hängt einesteils von den in den Kühlräumen untergebrachten Gegenständen, welche zunächst auf die Temperatur der Räume abzukühlen und eventuell oberflächlich zu trocknen sind, ab. Andernteils wird derselbe bestimmt durch die von aufsen in die Kühlräume durch Leitung und Strahlung eindringende Wärme, welche durch die Luftkühlung am Vordringen bis zu den aufgestapelten Waren möglichst verhindert werden mufs. Eine dritte Wärmequelle bildet die von aufsen eintretende Luft mit ihrer höheren Temperatur; dieselbe gelangt in den Kühlraum entweder durch den zeitweilig notwendigen Luftwechsel, durch Undichtheiten der Wände, Fenster und Thüren, insbesondere aber durch das teilweise zum Ein- und Ausbringen von Waren unvermeidliche, teils aber auch unvorsichtige Offenlassen der letzteren. Diesem Übelstande begegnet man einerseits durch eine strenge Platzordnung,[1] andererseits dadurch, dafs die Thüren

[1] Zeitschr. für Kälte-Industrie 1896, Heft 1, S. 4.

stets erst in einen Vorraum führen, dessen nach aufsen gehende Thüren niemals gleichzeitig mit den Kühlraumthüren geöffnet werden dürfen. Die Undichtheiten selbst sucht man durch sorgfältige Verstopfung aller Spalten an Thüren und Fenstern (welch letztere niemals geöffnet werden und mindestens aus doppelten Glasscheiben bestehen sollen) unschädlich zu machen; die Thüren selbst drückt man nicht unmittelbar, sondern erst durch eine aufgenagelte Filzlage an die Pfosten an. Eine vierte Wärmequelle entsteht endlich durch die Beleuchtung der Räume und den Aufenthalt von Menschen in denselben.

a) Die den in den Kühlraum *eingebrachten Waren zu entziehende Wärme* ergibt sich einfach aus dem Gewicht ihrer durchschnittlichen spezifischen Wärme und der Differenz zwischen ihrer ursprünglichen und der Kühlraumtemperatur. Bei Fleisch und anderen stark wasserhaltigen Stoffen schwankt die spezifische Wärme zwischen 0,7 u. 0,8, kommt also derjenigen des Wassers ziemlich nahe; die an der Oberfläche solcher Körper sofort nach dem Einbringen beginnende starke Verdunstung[1])

---

[1]) Es ist diese Erscheinung die Ursache für die von den Fleischern so gefürchtete Gewichtsabnahme des Fleisches. Schlachthofdirektor *Goltz* in Köln a. Rh. (früher in Halle) fand, dafs bei +4° C. nach 8 Tagen

1/4 Bulle . . .	von 71,0 kg	Gewicht	verloren	hatte	3,5 kg,
1/2 Schwein . .	» 44,5 »	»	»	»	1,5 »
1 Kalb . . .	» 38,0 »	»	»	»	3,5 »
1 Hammel . .	» 35,5 »	»	»	»	1,5 »

während bei warmer trockner Aufsenluft die Verluste sich relativ noch etwas höher stellten. In der Gefrieranlage des kgl. Proviantamtes zu Thorn stellte Dr. *Grafsmann* fest, dafs bei einer Lufttemperatur von —0,5 bis —3,5° C.

trägt zu rascheren Temperaturabnahme nicht unwesentlich bei, ist aber für den Kältebedarf nicht mit zu berücksichtigen, da der entstandene Dampf im Luftkühlapparate wieder niedergeschlagen werden mufs. Dagegen verteilt sich die ganze Abkühlung der eingebrachten Waren auf eine längere Zeit (nach Zschocke[1]) erfordert in einem Raume, dessen Temperatur zwischen + 6° und + 3° schwankte, die Abkühlung eines Rinderviertels von + 30° auf + 3° rund 40 Stunden), so dafs man auf 1 Stunde nur einen Bruchteil zu rechnen hat. Werden die Waren täglich nur einmal eingebracht, bezw. entfernt, so wird man angenähert auf einen Beharrungszustand rechnen dürfen, wenn man die Abkühlung einer jeden Beschickung auf 24 Stunden verteilt. Diese Beschickung wird z. B. bei Kühlhäusern, die mit öffentlichen Schlachthäusern verbunden sind, rund ein halb bis zwei Drittel der gesamten Fassung erreichen, wobei man die Gröfse des Raumes so bemifst, dafs bei einer Höhe von rund 3,5 m auf 1 qm Grundfläche 100 bis 120 kg Fleisch kommen.[2]) Werden z. B. in einem Fleischkühlraum, dessen Temperatur + 4° C. betragen möge, täglich 50000 kg

---

	nach 4	bezw.	9 Monaten
Rindfleisch . . .	8,8 %	»	17,8 %
Schweinefleisch .	7,4 »	»	12,8 »
Hammelfleisch . .	11,5 »	»	23,4 »

seines Gewichtes verlor. Näheres hierüber siehe bei Dr. O Schwarz, »Bau, Einrichtung und Betrieb von öffentlichen Schlachthöfen«. Berlin 1894. S. 87.

[1]) Deutsche Tierärztl. Wochenschr. IV No. 29, siehe auch Zeitschr. f. Kälte-Industrie 1897, S. 17.

[2]) Eine zu grofse Höhe rächt sich immer durch grofse Kälteverschwendung, und die Unmöglichkeit, eine gleichmäfsige Temperatur aufrecht zu erhalten.

eingebracht mit + 28° C., so müssen dieser Menge bei einer spez. Wärme von 0,8 stündlich 40000 Cal. entzogen werden, um sie in einem Tage auf die Hallentemperatur zu bringen.

In der Bierbrauerei dagegen gelangt die Würze infolge der Einwirkung der Bierkühler bekanntlich schon nahe der Gärkellertemperatur (4 bis 8°, im Mittel 6° C.) in diesen, sodafs für ihre Abkühlung nur wenig einzusetzen ist, während sie nach ihrer Überführung in den Lagerkeller, auf dessen Temperatur (1 bis 2°, im Mittel 1,5° C.) abgekühlt werden mufs.

b) Die in den Raum durch Leitung und Strahlung eindringende Wärme ist einerseits von der Temperaturdifferenz zwischen Innen- und Aufsenluft, anderseits von der Beschaffenheit der Umfassungswände abhängig.[1] Von gröfster Bedeutung ist die vollständige Trockenheit der Wände und des Fufsbodens, da bei etwaigem Eindringen von Grundwasser oder Durchnässen der Wände sofort ganz enorme Kälteverluste entstehen, abgesehen von der in solchem Falle immer sehr schlechten (dumpfigen) Beschaffenheit der Innenluft. Liegt daher der Kühlraum ganz oder nur teilweise im Bereiche des Grundwassers, so müssen sowohl der Boden, wie auch die Wände auf der Aufsenseite durch einen vollkommen wasserdichten Asphaltpechüberzug geschützt werden. Hierbei ist indessen zu beachten, dafs der Geruch des Asphaltes vor dem Einbringen der Waren vollständig verschwunden sein mufs, da diese sonst leicht darunter

[1]) Siehe hierüber: Fischer, Studien über die industrielle Verwertung von Kälte. Civilingenieur XXXVIII Heft 4.

leiden.[1]) Im übrigen empfiehlt es sich, den Fufsbodenbelag (Asphalt, Beton, weniger gut Klinkerplatten) auf einer 0,4 bis 0,5 m dicken Isolierschicht von Koks- oder Holzasche zu verlegen, welche ihrerseits gegen das Eindringen von Feuchtigkeit auf einer Betonschicht von 0,1 bis 0,2 m Dicke ruht. Der ganze Boden ist so anzulegen, dafs durchweg an zugänglichen Stellen (den Gängen) Wasserrinnen mit Gefälle vorhanden sind.

Die Wände werden mit einfacher oder doppelter Isolierschicht von je 0,12 bis 0,14 m Dicke aufgeführt, innen häufig aus porösen oder hohlen Ziegeln. Die Isolierschichten lasse man niemals leer, da sich alsdann in ihnen eine Luftcirkulation einstellt, welche den Wärmeaustausch begünstigt. Als Füllung haben sich Asche, Korkabfälle, Kieselguhr, Kreidepulver, Blätterholzkohle (etwas teuer), loser Bimsstein und Torfmull gut bewährt, weniger dagegen Sägespäne, die wenigstens mit Kieselguhr oder Torfmull gemischt sein müssen.

Sogenannte Schlackenwolle sollte wegen des sich bei ihrer unvermeidlichen teilweisen Zersetzung entstehenden Schwefelwasserstoffes grundsätzlich ausgeschlossen sein.

Von grofser Wichtigkeit, weniger allerdings für die Isolierung, als für die Reinheit der Luft und damit die Konservierung der Waren hat sich die innere Bekleidung der Wände erwiesen. Nach Untersuchungen Dr. Popp's[2]) ist ein Cementverputz

[1]) Schlachthofdirektor Hess (Straubing) rät daher von Asphalt und allen getheerten Stoffen zu diesem Zwecke ab (Bayer. Industrie- u. Gewerbebl. 1899, S. 199).

[2]) Zeitschr. f. Kälte-Industrie 1897, S. 4.

für Kühlräume durchaus ungeeignet, da er für Mikroorganismen einen guten Nährboden abgibt; statt dessen empfiehlt sich ein glatter, heller, wasserundurchlässiger Anstrich (z. B. Porzellan-Emailfarbe), der indessen erst dann aufgetragen werden darf, wenn die Wände schon vollkommen ausgetrocknet sind.

Werden die Decken zwischen Trägern gewölbt, so wird bisweilen die Isolierung in ähnlicher Weise, wie bei den Wänden zwischen doppelter Wölbung untergebracht, meistens indessen begnügt man sich der Billigkeit halber mit einfachem Gewölbe, eventuell Beton- oder Monierwölbung und Auftragen einer Aschen- oder Torfmullschicht von 0,3 bis 0,5 m Dicke.

Fenster und Oberlichte[1]), welche ausnahmslos doppelt sein sollen, dürfen niemals auf der Sonnenseite (Süden und Westen) angebracht werden, ebensowenig die Zugänge. Die letzteren sind mit doppelwandigen, eine Isolierschicht enthaltenden Thüren dicht zu verschliefsen. Automatische Thürschliefser sind in hohem Grade zu empfehlen.

Besondere Sorgfalt erfordert die Isolierung von Kühlräumen an Bord der Schiffe, insbesondere dann, wenn sie sich infolge ihrer grofsen Ausdehnung (bei Fleischtransportdampfern) bis an die Aufsenwand der Schiffe erstrecken. Da diese aus Eisen bezw. Stahlblech besteht und aufsen von stark bewegtem Wasser umgeben ist, so sind alle Bedingungen für einen intensiven Wärmedurch-

---

[1]) Nach Untersuchungen von Dr. Zsigmondy (Wiedemanns Annalen der Physik und Chemie. Neue Folge Bd. XLIX S. 531 ff.) lassen grüne Gläser mit ca. 2 % Eisenoxydul noch reichlich Licht, aber fast gar keine Wärme mehr durch.

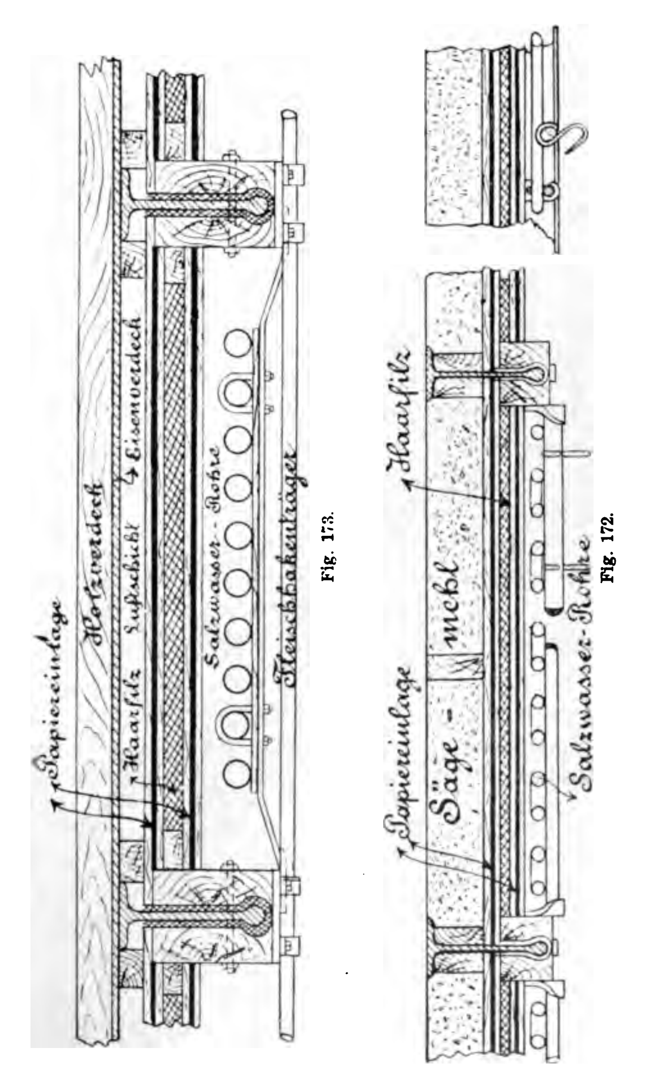


Fig. 173.

Fig. 172.

gang gegeben. Um diesen einzuschränken, bedient man sich der verschiedensten Mittel, kleidet zunächst die Schiffswand innen mit doppelt gefirnifstem

Holz aus, läfst darauf eine isolierende Luftschicht folgen, die manchmal auch mit Sägemehl oder Haarfilz ausgefüllt wird und dichtet dann die ganze Isolierwand mit mehreren Lagen Papier zu. Die vorstehenden Figuren 172 und 173 zeigen die Deckenisolation zweier Schiffskühlräume der Dampfer »Campania« und »Lucania« der Cunard-Linie, in denen die Kühlung durch Salzwasserrohre bewirkt wird.

Die Wärmedurchlässigkeit der Wände läfst sich nur mit Hilfe von Erfahrungswerten bestimmen, welche sich in Calorien auf den stündlichen Wärmedurchgang durch 1 qm bei einer Schichtendicke von 1 m beziehen und in folgender Tabelle enthalten sind.

Tabelle XXI.

Material	Wärmedurchgang Cal.	Gewicht von 1 cbm kg
Holzasche	0,060	—
Isolierbims	0,066	370
Korkmasse	0,080	300
Kreidepulver . . .	0,090	1600
Schlackenwolle . .	0,101	—
Blätterholzkohle . .	0,118	160 bis 190
Kieselguhr (locker) .	0,136	250 » 350
Kork	0,140	500 » 600
Kokspulver	0,160	350 » 550
Gipsdielen	0,400	—
Ziegelmauerwerk .	0,700	1470 bis 1700
Bruchsteinmauer .	1,300	2400 » 2460

Mit Hilfe dieser Werte ergibt sich dann d stündliche Wärmedurchlässigkeit pro 1 q und 1^0 Temperaturdifferenz zu beiden Seiten

a) einer $^1/_2$ Stein starken gewölbten Ziegeldecke mit 0,5 m hoher Beschüttung . . . zu 0,2 bis 0,3 Cal.
b) einer 3 Stein starken Ziegelmauer mit doppelter Isolierschicht von 0,1 m Dicke . zu 0,4 bis 0,6 Cal.
c) eines Steinplattenfufsbodens auf 0,5 m dicker Kokeaschenschicht . . . . zu 0,5 bis 0,7 Cal.

Für doppelte Holzthüren mit Isolierzwischenschicht ist die entsprechende Durchlässigkeit 1,5 bis 2 Cal., für einfache Fenster rund 5 Cal. und Doppelfenster 2,5 bis 3 Cal.

Für allgemeine Überschlagsrechnungen genügt es, pro 1 qm der Innenwandfläche (einschliefslich Decke und Fufsboden) für die obigen Werte 0,8 bis 1 Cal. anzusetzen.

Hat z. B. der Kühlraum eine innere Länge von 30 m, eine Breite von 16 m bei einer lichten Höhe von 3,5 m, und sind seine Wände, Decken und Fufsboden nach vorstehender Weise ausgeführt, während er durch 14 qm seitliche Fenster erleuchtet wird und eine doppelwandige Zugangsthür von rund 8 qm besitzt, so beträgt bei einer Aufsentemperatur von 24°, einer Bodentemperatur von 12° und einer Hallentemperatur von 4°, der stündliche Wärmedurchgang

durch	480 qm	Fufsboden	$480 \cdot 8 \cdot 0{,}7$	= 2688 Cal.
»	480 »	Decke	$480 \cdot 20 \cdot 0{,}3$	= 2880 »
»	300 »	Wandfläche	$300 \cdot 20 \cdot 0{,}6$	= 3600 »
»	14 »	Fenster	$14 \cdot 20 \cdot 3$	= 840 »
»	8 »	Thür	$8 \cdot 20 \cdot 2$	= 320 »

in Summa also 10 328 Cal. Um etwaigen Beschädigungen der Isolation, bezw. minderwertiger Ausführung derselben und schliefslich auch unver-

hofften Temperatursteigerungen der Aufsenluft gerecht zu werden, wird man für die Bemessung der Kühlanlage diesen Betrag etwa um 50%, d. i. auf rund 15000 bis 16000 Cal. erhöhen.

c) Der Kälteverlust infolge der Lufterneuerung (Ventilation) hängt ebenso, wie die von aufsen eindringende Wärme von der Differenz der Innen- und Aufsentemperatur ab, weiterhin von der Häufigkeit des Luftwechsels und schliefslich vom Feuchtigkeitsgehalte der Innen- und Aufsenluft. Räume, in denen leicht verderbliche Nahrungsmittel, wie Fleisch, Gemüse, Fische aufbewahrt werden, sollten täglich eine 4 bis 6malige totale Lufterneuerung erfahren, die aber häufig, des damit verbundenen bedeutenden Kälteverlustes wegen, sehr beschränkt, nicht selten ganz unterlassen wird. Die Folge ist im letzten Falle immer ein ganz unerträglicher Geruch im Kühlhause, welcher nicht nur den Aufenthalt in demselben sehr erschwert, sondern sich auch bald den darin befindlichen Waren mitteilt und dieselben mehr oder weniger entwertet. Bei Anwendung künstlicher Luftcirkulation bietet die Entfernung beliebiger Luftmengen aus der Halle keine Schwierigkeit, da man im Raume selbst stets durch die Ventilatoren des Luftkühlapparates einen kleinen Überdruck gegen die Aufsenluft herstellen kann. Die Einführung frischer Luft erfordert dann allerdings die Anwendung einer besonderen Ventilators, der aber auch erlaubt, die Frischluft an der geeignetsten Stelle, d. h. unmittelbar in den Luftkühlapparat einzuführen, während die verbrauchte, kurz vor demselben aus der Saugleitung entweicht. Das planlose Anbringen von Luftlöchern oder Kaminen im Kühlraume ist jedenfalls immer zu

verwerfen, da hierbei eine Kontrolle der Lufterneuerung kaum möglich und der Einflufs der wechselnden Windrichtung ein ziemlich grofser ist.

Um den Beharrungszustand im Kühlhause möglichst aufrecht zu erhalten, sollte die Lufterneuerung grundsätzlich eine kontinuierliche sein, was eine Regulierung derselben durch Klappen oder Schieber ja nicht ausschliefst.

Für die Berechnung des Kälteverlustes durch Lufterneuerung gehen wir wieder von dem obigen Beispiel aus, wo ein Kühlraum von 480 · 3,5 = 1610 cbm Inhalt angenommen war, der zur Aufnahme von 50000 kg Fleisch genügt. Die aus der Halle mit etwa + 4° entweichende Luft enthalte bei 70% Feuchtigkeit also pro 1 cbm 6,36 · 0,7 = 4,45 g Wasserdampf, während die mit 24° eintretende Frischluft einen relativen Feuchtigkeitsgehalt von 80% besitzt, also absolut 0,8 · 21,57 = 17,27 g pro 1 cbm mit sich führt. Die Differenz von 17,27—4,45 = 12,82 g ist mithin jedem neu eingeführten Kubikmeter zunächst zu entziehen, was bei einer durchschnittlichen Verdampfungswärme von 0,61 Cal. pro 1 g einer Wärmeentwicklung von 12,82 · 0,61 = 7,820 Cal. entspricht. Bei einem täglich 6maligen Luftwechsel, oder stündlich 402,5 cbm gibt dies für unseren Raum einen Kälteaufwand von 402,5 · 7,82 = 3148 Cal. Aufserdem aber ist die eingeführte Luft selbst noch von 24° auf 4° abzukühlen, was bei einer spezifischen Wärme von rund 0,31 pro 1 cbm eine stündliche Wärmeentziehung von 402,5 · 20 · 0,31 = 2496 Cal. nötig macht. Die gesamte Lufterneuerung erfordert mithin eine Kälteleistung von 5644 Cal., also im gegebenen Falle etwa halb so

viel, wie die Aufnahme der von aufsen durch die Wände dringenden Wärme.

Diesen Verlust hat man in neuerer Zeit dadurch wesentlich herabgezogen, dafs man die Abluft mit der Frischluft in einen Wärmeaustauschapparat sich im Gegenstrome begegnen liefs, wodurch wenigstens der gröfsere Teil der durch Temperaturerniedrigung sonst verlorenen Kälte der Frischluft mitgeteilt und zu deren Abkühlung sowohl, wie auch zur Verminderung ihres Feuchtigkeitsgehaltes wieder gewonnen werden kann. Rechnet man in diesem Apparat auf einen Wirkungsgrad von etwa 0,5, so würden auf diese Weise rund 2800 Cal. wieder gewonnen und der Verlust auf ebensoviel stündlich beschränkt. Immerhin ist dieser Verlust bei ausreichender Ventilation noch grofs genug, um auch auf eine Verwertung des geringen Dampfgehaltes der Abluft in den gedachten Apparaten, welche einfach aus durch dünnes Blech voneinander getrennten Kanälen bestehen, hinzuwirken.[1])

d) Der Verlust durch Öffnen der Thüren, der durch die schon erwähnte Anordnung einer Vorhalle, welche niemals eine unmittelbare Kommunikation der Innen- und Aufsenluft gestattet, sehr vermindert wird, läfst sich kaum rechnerisch ermitteln, und mufs durch eine Erhöhung des schliefslich erhaltenen totalen Kältebedarfs um 5 bis 8 % berücksichtigt werden.

e) Ist endlich der Kühlraum, wie z. B. die Gär- und Lagerkeller in Brauereien, künstlich zu erleuchten und arbeiten Menschen in denselben

---

[1]) Eine derartige Vorrichtung beschreibt R. Stetefeld in der Zeitschr. f. Kälte-Industrie 1900, S. 68.

längere Zeit, so sind auch dafür entsprechende Beträge einzusetzen. So entwickelt z. B. in der Stunde

1 arbeitender Mann	rund	130	Cal.
1 Argandbrenner mit 120 l Gasverbrauch	»	900	»
1 Glühlampe von 16 Kerzen . .	»	30—40	»
1 Stearinkerze	»	110	»

Das elektrische Glühlicht ist hiernach für Kühlräume allen anderen Beleuchtungsarten vorzuziehen, wozu sich noch die Annehmlichkeit des Ein- und Ausschaltens der Lampen von aufsen gesellt.

In unserem Beispiel ergibt nunmehr die Summierung der einzelnen Beträge, d. h. der Kälteleistungen

a) zur Temperaturerniedrigung des eingebrachten Fleisches	40000	Cal.
b) zur Aufnahme der Wandungswärme	16000	»
c) zur Lufterneuerung	2800	»
d) für Verluste durch Öffnen ca. . .	5000	»
zusammen also stündlich	63800	Cal.

Wird die Luft dem Raume mit $+ 4^0$ und 70% Feuchtigkeitsgehalt entnommen, wobei 1 cbm 4,45 g Wasserdampf enthält, und mit $- 4^0$ und einem Feuchtigkeitsgrade von 70%, also mit $3{,}7 \cdot 0{,}7 = 2{,}59$ g Wasser pro 1 cbm wieder zurückgeleitet, so erfordert zunächst die Temperaturerniedrigung um 8^0 pro 1 cbm $8 \cdot 0{,}31 = 2{,}48$ Cal., während zur Trocknung noch weitere $(4{,}45—2{,}59) \cdot 0{,}61 = 1{,}13$ Cal., in Summa also 3,61 Cal. benötigt werden. Infolgedessen müssen den Luftkühlapparat stündlich $63800 : 4{,}78 =$ rund 17700 cbm passieren, was einer fast 11 fachen stündlichen Cirkulation des Rauminhaltes entspricht.

Nunmehr sind wir im stande, die Dimensionen der Luftkanäle und die Ventilationsarbeit zu bestimmen. Für eine Geschwindigkeit von 5 m pro Sekunde wird der Querschnitt der Hauptkanäle sich zu

$$\frac{17\,700}{5 \cdot 3600} = \text{ca. } 1 \text{ qm}$$

ergeben, der Ventilator aber bei 0,25 PS pro 1000 cbm rd. 4,5 PS erfordern. Da nun durch Vernichtung von 1 PS rd. 640 Cal. frei und direkt der cirkulierenden Luft zugeführt werden, so mufs die Kälteleistung um den Betrag von $4{,}5 \cdot 640 = 2880$ Cal. erhöht werden. Der Gesamtbedarf an Kälte für unser Beispiel stellt sich demnach auf rd. 67 000 Cal.

Kapitel VIII.

Die Eiserzeugung.

36. Gesetze der Eiserzeugung. Die Herstellung künstlichen Eises, welches seinerseits an Stelle von Natureis zu Kühlzwecken Verwendung fand und im Hausgebrauche noch findet, bildete den Ausgangspunkt der ganzen künstlichen Kälteerzeugung. Nachdem man gelernt hatte, unter Umgehung der Eiskühlung die beabsichtigte Wirkung nicht nur rationeller, sondern auch besser zu erzielen, trat die Eiserzeugung zu gedachtem Zwecke etwas in den Hintergrund, um neuerdings durch das gesteigerte Bedürfnis nach Eis in keimfreiem Zustande zu Genufszwecken und durch einige industrielle und sportliche Verwendungsarten (Gefrierverfahren zur Schachtabteufung und künstliche Eisbahnen) wieder an Bedeutung zu gewinnen. Handelt es sich um die Erzeugung von *Eisblöcken* oder *Eisplatten*, welche an anderen Orten zur Abkühlung oder zum Genusse dienen sollen, so ist die Herstellung wesentlich durch die Leichtigkeit des Ausbringens des Eises aus dem Erzeugungsapparate, dem sogenannten *Generator*, bedingt; in anderen Fällen, wo das Eis an Ort und Stelle dauernd wirken soll, fällt diese Bedingung fort, und die Eiserzeugung

wird nach Erzielung des Beharrungszustandes auf den Ersatz des dort verbrauchten Eises beschränkt. Auch spielt in letzterem Falle die Reinheit des Produktes keine Rolle, während sie im ersteren speziell für Genufszwecke besondere Vorrichtungen erheischt.

Das ökonomische Ergebnis hängt nun in allen Fällen zunächst von der Temperatur des in Eis zu verwandelnden Wassers, weiterhin von derjenigen Temperatur, auf welche das Eis selbst nach seiner Bildung abzukühlen ist, und schliefslich von gewissen Verlusten ab. Da die Eisbildung selbst praktisch immer unter atmosphärischem Druck und daher bei 0^0 erfolgt[1]), so ist für je 1 kg immer dieselbe Wärmemenge von 80 Cal. zu entziehen. Hat also das Wasser eine ursprüngliche Temperatur von $+ 10^0$, und ist das Eis, dessen spezifische Wärme 0,5 beträgt, noch auf $- 5^0$ abzukühlen, so beträgt

[1]) Eine Ausnahme bildet hiervon allein die Eiserzeugung durch die schon im Eingang des zweiten Kapitels besprochenen Wasserdampfkühlmaschinen, bei denen das frische, schon möglichst kalte Zusatzwasser in feiner Verteilung gerade in solchem Mafse einzuführen ist, dafs ein Teil (ca. ein Achtel), im Vakuum verdampft, während der Rest (sieben Achtel) sich in dünnen Schichten an den Wänden des Gefäfses (Eiszelle) ansetzend, gefriert. Dieses Verfahren verspricht, da ohne Zwischenmedium durchführbar, vom theoretischen Standpunkte die höchste Ausbeute, indem, wie sich aus unserer Tab. IV ergibt, auf 1 ind. Pferdestärke der Wasserdampfkühlmaschine rund 5028 Cal. entfallen, so dafs man hiermit nahezu 50 kg Eis von $- 10^0$ zu erzeugen im stande wäre. Leider tritt hierzu noch die nicht berücksichtigte Arbeit der Luftpumpe und einiger Nebenapparate, welche das Ergebnis ungünstig beeinflussen. Da jedoch das auf diese Weise erhaltene Eis von sehr dichter und klarer Beschaffenheit ist, so wäre eine weitere Ausbildung der Methode wohl am Platze.

der Kälteaufwand für diese Leistung theoretisch $10 + 80 + 0{,}5.6 = 93$ Cal. Bei Wasser von $+ 15^0$ und einer Eistemperatur von $- 10^0$ steigt dieser Betrag auf rund 100 Cal. an.

Die oben erwähnten Verluste wachsen nun für die Block- und Platteneisfabrikation, wie ohne weiteres einleuchtend sein dürfte, mit demjenigen Teile der Oberfläche des Wassers und späteren Eiskörpers, welcher der Strahlung und Leitung von aufsen ausgesetzt ist, sowie mit der Zeit, welche der Abkühlungs- und Gefrierprozefs beansprucht. Diese Zeitdauer aber wird um so kürzer ausfallen, je gröfser die der Kältewirkung ausgesetzte Oberfläche des Eiskörpers im Verhältnis zum Volumen desselben ist. Dieses Verhältnis sollte also so grofs wie möglich gewählt, d. h. die Eisblöcke recht dünn und flach gebildet werden, wodurch ein rasches Durchfrieren bei äufserer Kälteeinwirkung erreicht wird. Geht man jedoch hiermit zu weit, so werden die beim Loslösen (welches, wie wir später sehen werden, durch Abtauen erfolgt) und beim Transport unvermeidlichen Schmelzverluste, welche bei Blöcken von 25 kg 6—8 %, bei solchen von 12,5 kg schon 9—12 % betragen, sehr bedeutend, so dafs es sich empfiehlt, mäfsige Grenzen einzuhalten. In der Praxis haben sich, wenn man das Volumen der Blöcke in Cubikmetern, die der Kältewirkung ausgesetzte Oberfläche dagegen in Quadratmetern ausdrückt, Verhältnisse der letzteren zum ersteren zwischen 29 und 35 als zweckentsprechend erwiesen[1]), wobei dann die Gefrierdauer eines Blockes unter gleichen

[1]) Diese für die Dimensionierung von Eisgeneratoren wichtigen Zahlen hat Prof. Fischer (Dresden) nach bewährten

Temperaturverhältnissen ungefähr mit seinem Inhalte wächst. So werden z. B. Blöcke von 25 kg Gewicht bei einer Oberfläche von 0,08 qm etwa 30 Stunden, solche von 12,5 kg mit 0,04 qm Oberfläche dagegen nur 12 bis 15 Stunden zu ihrer Bildung erfordern, was bei einem Kälteaufwand von 100 Cal. pro 1 kg einem mittleren stündlichen Wärmedurchgang durch 1 qm Oberfläche von ebenfalls rund 100 Cal. entspricht. Hierbei ist vorausgesetzt, dafs das dünnwandige metallene Gefriergefäfs (Eiszelle) aufsen von einer als Kältevermittler dienenden Salzlösung umspült wird.

Der ganze Vorgang vollzieht sich hierbei stets so, dafs in kurzer Zeit unter Einstellung einer lebhaften natürlichen Strömung im Gefriergefäfs das Wasser sich zunächst auf 0° abkühlt, und dann erst rasch, später immer langsamer die Erstarrung der nun ruhenden Masse in Schichten von aufsen nach innen erfolgt, wobei die Temperatur der äufseren schon gefrornen Schichten nach und nach immer mehr sinkt, während der innere noch flüssige Kern bis zum Erstarren auf 0° stehen bleibt. Dadurch erklärt sich auch die relativ lange Gefrierdauer dickerer Blöcke.

Noch ungünstiger stellen sich diese Werte bei der Herstellung von Eisplatten, welche man allgemein im Wasserbade durch Anfrieren an beiden Seiten eingesetzter Kühlflächen von sehr grofsen Dimensionen sich bilden läfst, und zwar in Dicken von 0,2 bis 0,35 m. Das Verhältnis der der Kältewirkung ausgesetzten Oberfläche zum Totalvolumen kann daher bei parallelepipedischer Gestalt der

Ausführungen berechnet und in seiner schon angeführten inhaltreichen Abhandlung im »Civilingenieur« veröffentlicht.

Platten nicht gröfser als 2,9 bis 3,3 werden, weil nur eine Seitenfläche als wirksam anzusehen ist. Vergleicht man dies mit dem entsprechenden, 10mal gröfseren Verhältnis bei der Erzeugung von Eisblöcken gleicher Dicke (also von ca. 25 kg Gewicht), so darf man eine ungefähr 10fache Gefrierdauer der Platten erwarten, die sich denn auch praktisch auf 10 bis 12 Tage erstreckt. Die Folge davon ist, dafs die Eisgeneratoren für Platteneisfabrikation für gleiche tägliche Leistung gegenüber denen für Blockeiserzeugung ganz enorme Dimensionen annehmen und entsprechend hohe Anlagekosten erfordern.

Die Eiserzeugung erfolgt, wie schon bemerkt, im allgemeinen durch Vermittlung einer Salzlösung, welche dem Wasser Wärme entzieht und sie an die Verdampferspiralen einer Kühlmaschine abgibt. Der Arbeitsverbrauch der letzteren ist aber um so gröfser, je tiefer die Verdampfertemperatur sinken mufs, um das gebildete Eis abzukühlen. Soll z. B. Eis von — 5^{0} gebildet werden, so mufs in den Verdampferspiralen eine Temperatur von ca. — 10^{0} herrschen, während man für die vorausgehende Abkühlung des Wassers selbst etwa von + 10^{0} auf 0^{0} mit einer Verdampfertemperatur von — 2 bis — 3^{0} vollkommen ausreichen würde. Aus diesem Grunde erscheint es, wenigstens für grofse Eisfabriken, zweckmäfsig, die Abkühlung des Wassers vollkommen von der Eisbildung zu trennen, d. h. sie durch eine besondere, kleinere Maschine vor der Füllung der Gefriergefäfse vollziehen zu lassen. Speziell im Brauereibetriebe hat man dies einfach durch Entnahme des Füllungswassers aus dem Süfswasserkühler in der Hand, vorausgesetzt,

dafs dieser von einer besonderen Kühlmaschine bedient wird. Eine örtliche Trennung der Abkühlung des gebildeten Eises von der Eiserzeugung selbst ist dagegen immer unthunlich, weil die eventuell zu erwartende, immer sehr unbedeutende Arbeitsersparnis reichlich durch die Verluste, welche mit doppeltem Ausheben und dem Transport verbunden sind, aufgewogen wird.

Die Erzeugung von Blockeis erfordert unter diesen Verhältnissen (d. h. Salzwasser als Kältevermittler vorausgesetzt) eine Verdampfertemperatur von -10^0 bis -15^0; bei der Platteneisfabrikation geht man zur Beschleunigung des Gefrierprozesses bisweilen auf -20^0 herab, selbstverständlich auf Kosten des Arbeitsaufwandes. Zur vollständigen Bestimmung des letzteren für eine gegebene Eislieferung ist noch die Berücksichtigung eines weiteren Verlustes notwendig, der nur bei der Blockeiserzeugung durch das Einbringen der Zellen und ihrer Tragrahmen mit der Temperatur des Wassers und ihre nachträgliche Abkühlung auf die Eistemperatur hervorgerufen wird. Diese Zellen bestehen stets aus oben offenen Gefäfsen von gefalztem, verzinktem Blech in Längen von 0,6 bis 1,1 m mit rechteckigem Querschnitt: ihr Gewicht beträgt für eine Füllung von 12,5 kg ca. 10 kg, für eine solche von 25 kg ca. 17 kg, während der Rahmen im ersten Falle auf 1 Zelle bezogen mit 1,5 kg, im letzteren etwa mit 1 kg in Rechnung zu stellen ist. Die spezifische Wärme des Zellen- und Rahmenmaterials ist im Mittel 0,12. Für Platteneis, welches meist von der Kühlfläche abgesägt roh aus dem Generator gehoben wird, kommen derartige Verluste nicht in Frage.

Somit ergeben sich für die Erzeugung von netto 1000 kg Eis von — 6° pro Stunde aus Wasser von + 15° etwa folgende Werte:

Tabelle XXII.

Form der Eiskörper . . .	Blockeis		Platteneis
Gewicht der Eiskörper . kg	12,5	25	2000—2500
» » Zellen und Rahmen pro 1000 kg Eis ca. kg	920	720	—
Kälteleistung zur Abkühlung und Eisbildung . . Cal.	98 000	98 000	98 000
Kälteleistung z. Ausgleichung des Schmelzverlustes Cal.	11 760	7 840	2 000
Kälteleistung zur Abkühlung der Zellen und Rahmen .	2 650	2 070	—
Kälteleistung zur Aufhebung der Wärmezufuhr von aufsen[1]) 5, 7,5 und 10% Cal.	4 900	7 350	9 800
Totaler Kältebedarf für 1000 kg Eis netto . Cal.	117 910	115 260	109 800

Der Kälteaufwand schwankt hiernach mit der Form der Eiskörper nur unerheblich, so dafs wir für gröfsere Anlagen denselben pro 1 kg Eis auf rund 120 Cal., bei kleineren infolge der relativ höheren Verluste auf 130 Cal. anschlagen dürfen. Rechnet

[1]) Über diesen Betrag liegen die wenigsten Erfahrungsresultate vor, auch schwankt derselbe mitunter bei ein und derselben Anlage nicht unbeträchtlich, siehe hierüber: Gutermuth und Salomon, Versuche an einer Pictetschen Eismaschinenanlage, Zeitschr. des Vereins d. Ingenieure 1889.

Der obige Wert von 10% für Platteneis ist nur als Schätzung aufzufassen und dürfte angesichts der grofsen Dimensionen der Generatoren oft überschritten werden.

man im Durchschnitt 4000 Cal. auf 1 ind. Kompressorpferd und einschliefslich der Rührwerks- und Pumpenarbeiten 2500 Cal. auf 1 effekt. Pferdekraft, so ergibt sich für erstere die Möglichkeit einer stündlichen Eiserzeugung von 31 bis 33, für die effektive Pferdestärke dagegen von 19 bis 21 kg Eis unter normalen Betriebsverhältnissen.

Der Arbeitsaufwand zum Ausbringen des Eises ergibt sich aus der Überlegung, dafs die Zellen samt Rahmen durchschnittlich 1,5 m hoch einmal aus dem Generator und dann aus dem Auftaugefäfs zu heben sind. Rechnet man auf 1000 kg Eis ein Zellen- und Rahmengewicht von rund 900 kg, so ergibt dies eine effektive Leistung von $2 \cdot 1.5 \cdot 1900 = 5700$ mkg, die sich bei der Verwendung von Flaschenzügen auf mindestens das Doppelte, also auf 11 400 mkg erhöht. Hierzu tritt noch die Arbeit zum Hin- und Herschieben der Zellenrahmen und der Laufkatze, zum Aufdecken der Bohlendeckel des Generators, Einrücken der Füll- und Kippvorrichtung mit ca. 1000 mkg, so dafs im ganzen 12 400 kg durch Handarbeit noch zu bewältigen sind. Dies entspricht ungefähr der stündlichen Durchschnittsleistung eines kräftigen Arbeiters, der mithin durch die Bedienung eines Generators von 1000 kg stündlicher Leistung allein vollständig belastet wäre. Soll demnach der Maschinist der Kühlmaschine den Eisgenerator mitbedienen, so ist dies ohne die erstere zu vernachlässigen nur mit von der Transmission angetriebenen Laufkatzen und Aufzugsvorrichtungen (siehe unten) möglich.

37. Die Apparate zur Eiserzeugung sind fast ausnahmslos mit dem Verdampfer der Kühlmaschine vereinigt und zwar meist auch dann, wenn die Eis-

fabrikation nur einen Teil der erzeugten Kälte, wie im Brauereibetriebe, beansprucht. Der sogenannte **Eisgenerator** dient in solchem Falle zugleich als Salzwasserkühler, wobei die tiefste Temperatur der Salzlösung sofort zur Eiserzeugung ausgenutzt wird. Handelt es sich um die Produktion gröfserer Eismengen, so ist diese Vereinigung nicht sehr ökonomisch, weil hierbei die gesamte Salzlösung, welche sonst etwa mit — 5 bis 6° hinreichend abgekühlt wäre, nahezu auf — 8° gebracht werden mufs, wodurch sich der Arbeitsaufwand nicht unbeträchtlich erhöht.

In Fig. 174 und 175 ist eine Anlage für **Blockeisfabrikation** in ihrer einfachsten Form nach Lindescher Ausführung dargestellt. *A* ist der Kompressor, *B* die Antriebmaschine, *DD* die nach dem Kondensator *K* führende Druckleitung, *R* das in der Zwischenleitung *CC* befindliche Regulierventil und *G* der die Verdampferrohre enthaltende Eisgenerator, ein mit starker Isolierschicht umkleideter Eisenkasten, welcher oben durch starke Bohlen abgedeckt ist. In Fig. 175 ist der Bohlenbelag am vorderen und hinteren Ende des Generators abgehoben gedacht, so dafs die in ihren Tragrahmen hängenden Eiszellen *z* sichtbar werden. Die Rahmen besitzen an ihren Enden Haken, an welchen sie durch einen Laufkrahn *L* ausgehoben, seitlich fortbewegt und niedergelassen werden können. Ist eine Zellenreihe durchgefroren, so wird sie nach Lüftung des darüber befindlichen Bohlenbelages ausgehoben, über das am einen Stirnende befindliche, mit lauwarmem Wasser gefüllte Auftaugefäfs *T* gebracht, und einige Minuten in dasselbe eingetaucht. Hierbei lösen sich die Blöcke von den Zellenwandungen ab und rutschen, wenn die Zellen vermittelst der Kippvorrichtung *H*

in die skizzierte Lage gebracht werden, auf die schiefe Ebene E heraus, von der sie nach ihrer

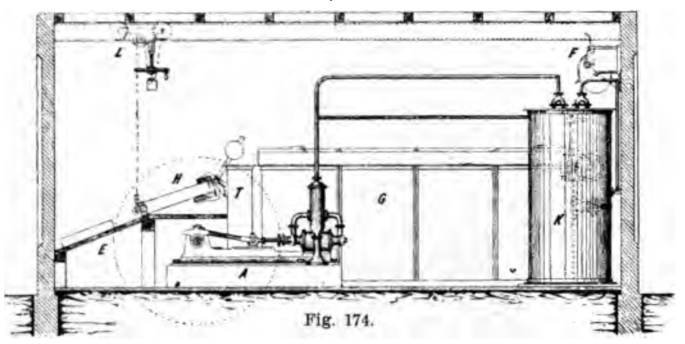


Fig. 174.

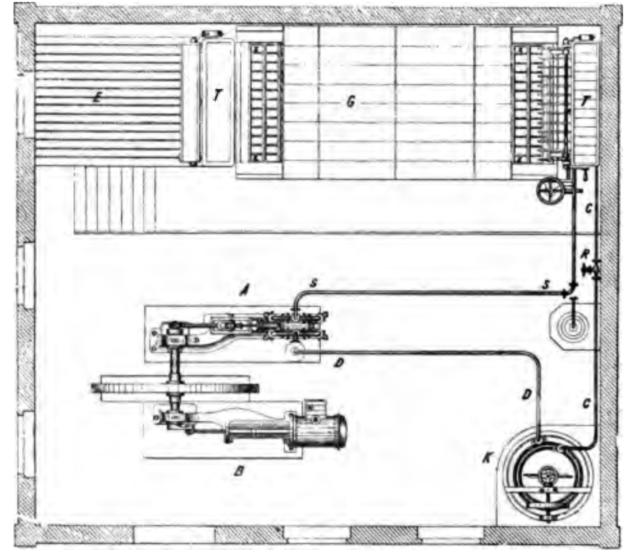


Fig. 175.

Verwendungsstelle, bezw. ins Eismagazin übergeführt werden. Die entleerte Zellenreihe wird alsdann vom Laufkrahn wieder emporgezogen, nach dem anderen Ende des Generators transportiert und aus dem Gefäfs F mit frischer Wasserfüllung versehen, um

schliefslich wieder an ihren Platz im Generator zurückzukehren, wo der Gefrierprozefs von neuem beginnt. In derselben Weise wird mit jeder Zellenreihe in bestimmten Zeitabschnitten verfahren.

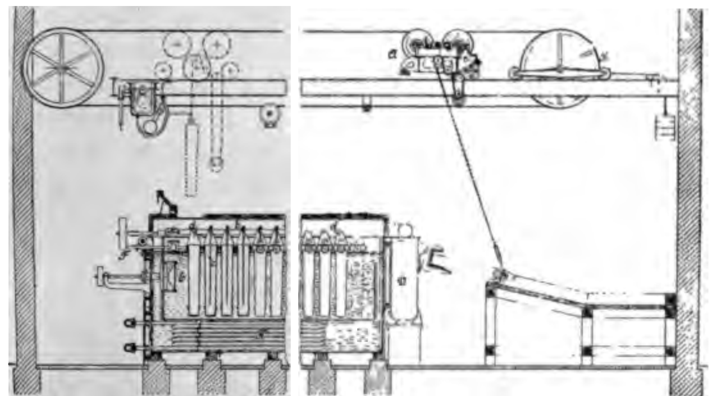


Fig. 176.

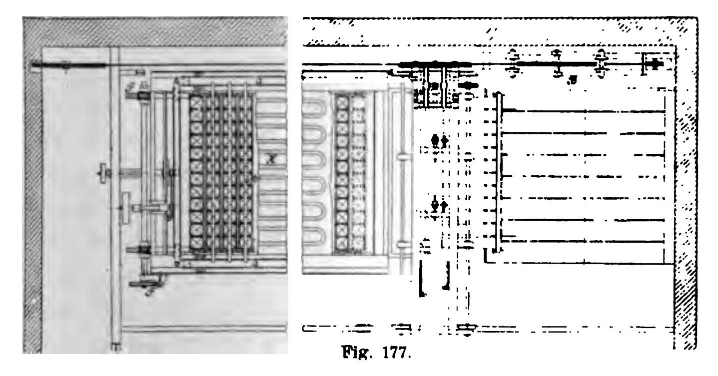


Fig. 177.

Jeder Zelle in der Reihe entspricht am Füllgefäfs eine Ausflufsöffnung, meist ein gebogenes und mit den andern drehbar angeordnetes Rohr, welches mit dem Füllgefäfs durch je einen Gummischlauch verbunden ist. In Fig. 174 und 176 sind diese Rohre in der oberen Lage gezeichnet, in der ihre Mündungen sich über dem Spiegel von F be-

finden, so dafs auch ohne Vorhandensein von Hähnen kein Wasser austreten kann. Dies wird erst durch das Umlegen der Rohre ermöglicht und zwar derart, dafs die austretenden Strahlen sofort in die davor befindlichen Zellen gelangen. Damit die Füllrohre nicht von selbst umkippen, sind sie zusammen mit einem Gegengewicht versehen. Einer zu grofsen Zellenfüllung, welche leicht zum Übertreten von Wasser in den Generator führt, beugt man neuerdings durch Anbringung eines Überlaufes am Füllgefäfs vor und teilt dasselbe zum Zwecke der gleichen Füllung aller Zellen durch Querwände in eine entsprechende Anzahl gleicher Abteile.

Der Generator ist meist in zwei Teile getrennt; in dem unteren, nach oben durch einen Blechboden gedeckten Raume befinden sich, wie aus Fig. 176 bis 178 hervorgeht[1]), die Verdampferrohrschlangen, umgeben von der Salzlösung, welche ihrerseits durch eine am Ende in einer Scheidewand angebrachte Schraubenpumpe in den oberen Raum, der die Eiszellen aufnimmt, gedrückt und, nachdem sie diese umspült und sich erwärmt hat, am anderen Ende in den unteren Raum zur Wiederabkühlung zurückgeführt wird. Die Folge dieser Anordnung ist ein ziemlich hoher Aufbau des Generators und die Möglichkeit grofser Kälteverluste durch die Flächen des unteren, gerade kältesten Raumes. Weiterhin werden die Zellenreihen um so längere Zeit zum Ausfrieren brauchen, je wärmer die sie umspülende Salzlösung wird, d.h. je weiter sie von der Zirkulationspumpe entfernt sind.

In der Lindeschen Ausführung, Fig. 176 bis 178 ist dieser Mangel dadurch beseitigt worden, dafs die

[1]) Siehe Diesel, Lindesche Kältemaschinen und Kühlvorrichtungen. Zeitschr. des Vereins d. Ingenieure 1893.

ausgefrorenen Reihen nur noch an dem Ende des Generators, wo die kalte Lösung aus dem unteren Raume emporsteigt, ausgehoben und die frisch gefüllten Reihen am anderen Ende eingesetzt werden. Nach dem Ausheben einer Reihe durch den hier von der Transmission bewegten Laufkrahn A werden dann alle zurückbleibenden um den Raum der entfernten, durch eine Schraube ohne Ende *F* verbunden mit Zahnstangentrieb vorgeschoben, wozu die Zellenrahmen mit Laufrollen versehen sind. Auf diese Weise wird nicht nur die ungleiche Wärmeabfuhr bei den einzelnen Zellenreihen vermieden, sondern noch eine für die Gesamtleistung günstige Gegenstromwirkung zwischen der Salzlösung und den in Bewegung zu betrachtenden Gefrierzellen erzielt.

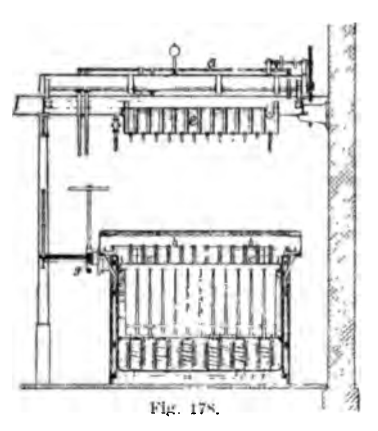


Fig. 178.

Will man gleichzeitig die Verluste durch die Wände des unteren Verdampferraumes vermeiden, so bleibt nichts übrig, als die Verdampferrohre selbst zwischen die einzelnen Zellen zu verlegen, wie es nach Fig. 179 vor allem in Amerika geschieht. Allerdings mufs hier der Abstand der einzelnen Zellen innerhalb der Reihen und damit die Breite des Generators etwas gröfser angenommen werden als bei der oben besprochenen Anordnung.

Die vorstehend besprochenen Anordnungen haben neuerdings auch in der chemischen Industrie

zur Ausscheidung von krystallinischen Substanzen aus Mutterlaugen bezw. Lösungen Eingang gefunden, nachdem sie gegenüber den älteren meist den sog. Hand- und Kücheneismaschinen nachgebildeten rotierenden Apparaten[1]) sich als einfacher, sowie infolge geringerer Kälteverluste auch ökonomischer erwiesen haben. So hat sich in der Braunkohlenindustrie der Provinz Sachsen der gewöhnliche Eisgenerator mit Zellen (von kreisrundem

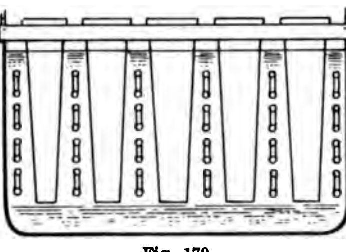


Fig. 179.

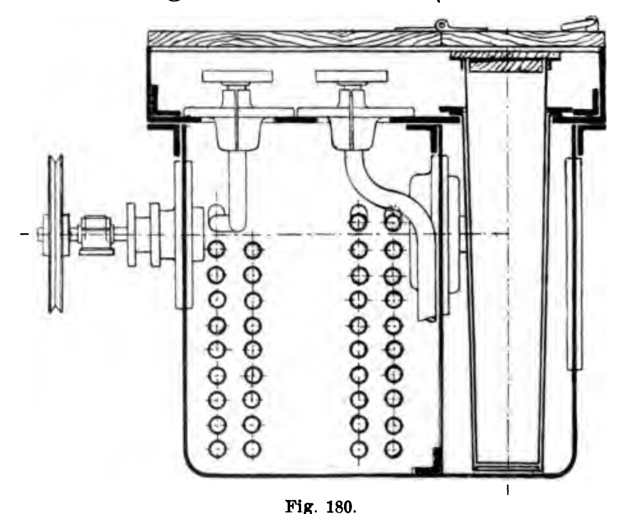


Fig. 180.

Querschnitte) zur Ausscheidung des **Paraffins** aus den sog. Schmierölen bei ca. — 10° Sooletemperatur

[1]) Scheithauer, Die Fabrikation der Mineralöle u. s. w. Braunschweig 1895. S. 176 ff.

recht gut bewährt; die erstarrte Masse wird nach dem Ausbringen nochmals ausgeprefst.

Neuerdings hat sich Professor Lunge in Zürich ein ganz ähnliches Verfahren der Ausscheidung von Schwefelsäure-Monohydratkrystallen[1]) aus konzentrierter Schwefelsäure durch Abkühlung auf

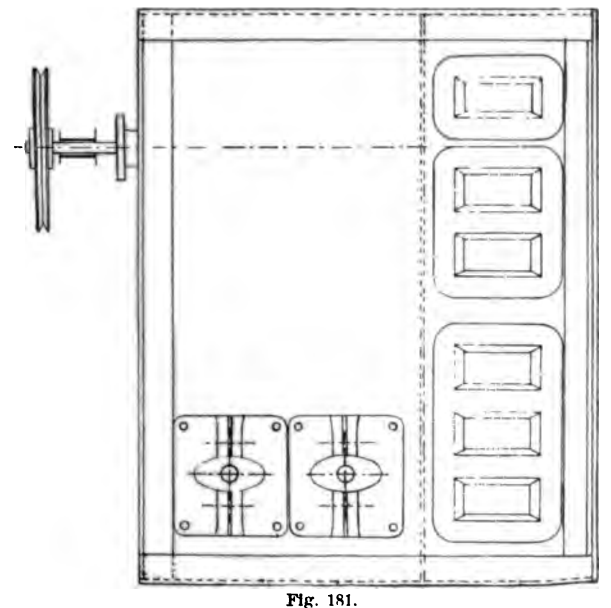


Fig. 181.

etwa — 20° in den Generatorzellen patentieren lassen. Die vollständige Trennung der Krystalle von der anhaftenden Mutterlauge geschieht darnach durch Centrifugieren.

Hierher gehört auch das von der Gesellschaft für Lindes Eismaschinen mit Erfolg in die Schaumweinfabrikation eingeführte Walfardsche

[1]) Die vollständige Beschreibung einer solchen Anlage mit Abbildungen gibt der Konstrukteur derselben, W. Kaufmann in der Zeitschr. f. Kälteindustrie 1901. S. 2.

Degorgierverfahren zur Entfernung des bei der Flaschengärung entstandenen Trubes ohne grofse Verluste an Flascheninhalt. Die durchgeschüttelten Flaschen werden mit dem Pfropfen nach unten, auf dem sich der Trub angesammelt hat, in ein Kältebad (Alkohol oder Glycerin) von etwa — 20° C. einige Centimeter weit eingetaucht, wodurch sich durch Frieren des Weines ein kleiner Eispfropfen bildet, der den Trub abschliefst. Nach dem Her-

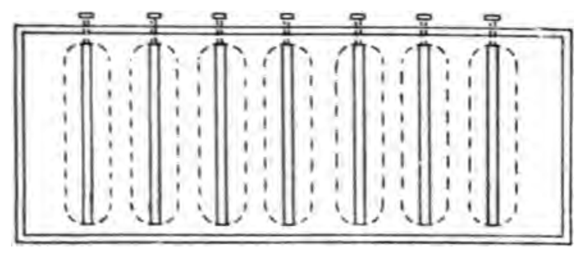


Fig. 182.

ausnehmen und Aufrechtstellen der Flasche werden der Kork, der Trub und der Eispfropfen zusammen durch die Kohlensäure im Flascheninnern herausgeschleudert.

Auf Schiffen müssen die Eisgeneratoren so angeordnet sein, dafs einerseits kein Verspritzen der Salzsoole durch die manchmal heftigen Bewegungen des Schiffskörpers, anderseits auch kein Austreten des Gefrierwassers aus den Zellen oder gar eine Vermischung beider Flüssigkeiten eintreten kann. Die Gesellschaft für Lindes Eismaschinen, welche in den letzten Jahren zahlreiche Schiffskühlanlagen mit gutem Erfolge ausführte, hat ihren Generatoren die in Fig. 180 und 181 dargestellte Form[1]) ge-

[1]) Siehe: Habermann, Die Kühlung auf Schiffen. Zeitschr. f. Kälte-Industrie, S. 89.

geben. Für die Eiszellen ist in denselben ein besonderer Raum vorgesehen, in welchem diese nicht unmittelbar, sondern durch fest darin angebrachte, mit der Zelle möglichst gleichgeformte Taschen eingesetzt werden. Diese Taschen werden von der im Nebenraum durch Ammoniakrohre gekühlten und durch ein Rührwerk in Zirkulation erhaltenen Salzlösung umspült. Beide Räume sind nach aufsen hin dicht abgeschlossen. Die Zellen selbst werden nach dem Einsetzen durch lose aufgelegte Holzdeckel geschlossen, welche ihrerseits durch die äufseren Verschlufsklappen fest aufgeprefst werden.

Die Platteneisfabrikation, welche in Europa nur ausnahmsweise vorkommt, erfordert den Einbau von Gefrierelementen von derselben Seitenfläche, wie die verlangten Eisplatten (Fig. 182). Die Elemente selbst sind entweder dünnwandige, flache Kästen, welche von der Salzlösung umgebene, horizontal hin- und hergeführte Verdampferrohre (System Smith) besitzen, oder auch einfach die Verdampferrohre selbst (System Pusey). In beiden Fällen geschieht das Ablösen der Platten entweder durch Sägen, welche von Hand oder durch Elementarkraft betrieben werden, oder auch durch Abtauen dadurch, dafs die Gefrierelemente zeitweilig mit dem Kondensator der Kühlmaschine in Verbindung treten[1]).

Das durch die vorstehend besprochenen Einrichtungen erzeugte Eis enthält naturgemäfs alle Unreinigkeiten, welche sich im Wasser befanden, ist insbesondere durch eine grofse Zahl kleiner,

[1]) Näheres über Platteneisfabrikation enthält die Arbeit von Gutermuth, Amerikanische Eiswerke. Zeitschr. des Vereins d. Ingenieure 1894.

beim Gefrieren aus dem Wasser frei werdender Luftblasen milchig getrübt und wird darum als Matteis oder Trübeis bezeichnet. Sein spezifisches Gewicht beträgt im Mittel 0,85. Die Unreinigkeiten, unter denen sich zahlreiche Mikroben befinden, deren Existenz an das Vorhandensein von Luft geknüpft und durch eine Abkühlung wenig unter den Gefrierpunkt kaum behindert ist, lassen das Matteis zu Genufszwecken als unbrauchbar, mitunter sogar als gefährlich erscheinen. Aufserdem ist die Widerstandsfähigkeit gegen atmosphärische Einflüsse nur gering, wodurch sein Transport sehr erschwert wird. Diese Eigenschaften kommen dem luftfreien sogenannten Krystall- oder Klareis in viel geringerem Mafse zu, dessen Verbrauch daher in neuerer Zeit immer mehr zugenommen hat. Infolge des Wegfalles der Luftblasen ist dasselbe erheblich dichter als Matteis, sein spezifisches Gewicht beträgt rund 0,92.

Die Herstellung des Klareises fällt verschieden aus, je nachdem man sich auf die Umgehung der Luftblasen und damit der Trübung beschränken oder wirklich keimfreies Eis erzeugen will. Im ersteren Falle genügt die Füllung der Zellen mit reinem Brunnen- oder Leitungswasser, dem eventuell zur Erleichterung der Abscheidung der Luft auf 1 cbm 70 g Alaun zugesetzt wird, während man die Bildung und das Festfrieren der abgeschiedenen Luftblasen durch ein Rührwerk in jeder Zelle verhindert. Dieses Rührwerk kann aus auf- und abbewegten Flächen, aus pendelnden Körpern oder Ketten u. a. m. bestehen[1]); besonders einfach

[1]) Es ist ganz unmöglich, die grofse Zahl derartiger, oft recht unpraktischer Vorrichtungen hier näher zu besprechen.

erscheint unter der überaus grofsen Zahl von derartigen Einrichtungen die Lindesche Anordnung in die Zellen eingetauchter vertikaler Stäbe (siehe oben Fig. 176 bis 178), welche ihrerseits in Traversen an einem durch Kurbelgetriebe horizontal bewegten Schüttelrahmen hängen. Da die beiden seitlichen Träger *a* dieses Rahmens sich um vertikale, am andern Generatorende befindliche Zapfen drehen, so ist die Schwingungsweite der Traversen mit ihren Stäben um so geringer, je mehr sie sich den Zapfen nähern. Wandern die Zellen nach dem entsprechenden Ende des Generators während des Gefrierprozesses hin, so nimmt die Schwingungsweite ab mit dem zentralen Wasserrest der Zelle. Dieser Wasserrest von 10 bis 12 % bleibt, wenn man ihn schliefslich nach Herausnahme der Rüttelstäbe mit gefrieren läfst, trüb, kann aber auch, wenn erwünscht, abgesaugt und durch destilliertes Wasser ersetzt werden.

Die Stäbe müssen natürlich auch jedesmal herausgenommen werden, wenn die Zellen vorgeschoben werden, also gleichzeitig mit jeder neuen Zellenfüllung. Dadurch wird das ganze Verfahren recht umständlich.

Die ausschliefsliche Anwendung destillierten Wassers ist weiterhin für die Herstellung keimfreien Eises geboten. Wird die Kühlmaschine, wie gewöhnlich, durch einen Dampfmotor angetrieben, so liegt die Verwendung des kondensierten Abdampfes, welcher jedenfalls behufs Vermeidung nachheriger Luftaufnahme in einem Oberflächenkondensator niedergeschlagen werden mufs[1]), nahe

---

[1]) Am einfachsten gestaltet sich die Krystalleiserzeugung bei Verwendung von Absorptionsmaschinen, aus deren Kocher

worauf das Kondensat von mitgerissenem Öl und sonstigen Unreinigkeiten durch Sand- und Kohlefilter zu reinigen ist. Dieses Verfahren ist immer dann durchführbar, wenn die Eisfabrikation nur einen Bruchteil der gesamten Betriebsarbeit beansprucht, da, wie wir oben sahen, auf 1 ind. Dampfpferdestärke stündlich rund 20 kg Eis zu rechnen sind, während der Dampfverbrauch hierfür bei guten Eincylindermaschinen ca. 10, bei Kompoundmaschinen dagegen nur etwa gegen 8 kg beträgt. Mithin mufs, bei vorwiegender oder ausschliefslicher Verwendung der Betriebsarbeit zur Eiserzeugung der Rest des Bedarfes an destilliertem Wasser besonders gedeckt werden. Sehr unökonomisch wäre es, hierzu einfach in einem Dampfkessel Wasser zu verdampfen und dasselbe unter Abführung der Verdampfungswärme in einem Kondensator wieder zu verflüssigen, da man auf diese Weise pro 1 kg Kohle nur 6 bis 8 kg destilliertes Wasser erhalten würde.

Dagegen kann man den auf diese Weise erhaltenen Dampf (siehe Fig. 183) in einem zweiten Kessel K_2 so kondensieren, dafs in diesem frisches, bei C_2 ankommendes, durch die Flüssigkeitswärme des Kondensats in einem Austauschapparate A_2 vorgewärmtes Wasser verdampft wird, dieses wiederum in einem dritten Kessel unter denselben Verhältnissen weiter verwenden u. s. w. und hierdurch, wenigstens theoretisch, mit sehr geringem Brennmaterialaufwand beliebige Mengen destillierten

---

eine für die Eiserzeugung hinreichende Menge von kondensiertem und nicht verunreinigtem Wasser gewonnen werden kann. (Siehe oben Kap. V.)

Wassers gewinnen.[1]) Praktisch hat sich gezeigt, dafs zwischen den einzelnen Kesseln zur Überwindung der Bewegungswiderstände des Dampfes ungefähr eine Druckdifferenz von etwa 0,5 bis 1, im Mittel also 0,75 kg/qcm bestehen mufs, so dafs man bei einer anfänglichen Dampfspannung von 5 kg/qcm Überdruck und einem Nutzeffekt von 80 % in jedem Apparate bei 7 facher Verdampfung im Primärkessel

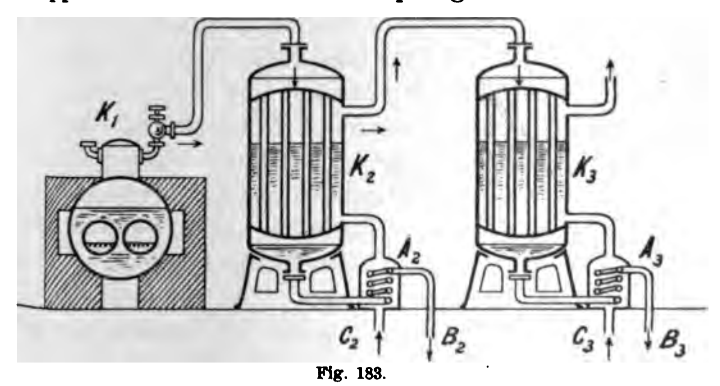


Fig. 183.

für je 1 kg Kohle in 6 Stufen eine Destillationsmenge von

$$7 + 0{,}8 \cdot 7 + 0{,}8^2 \cdot 7 + 0{,}8^3 \cdot 7 + 0{,}8^4 \cdot 8 + 0{,}8^5 \cdot 7 = 25{,}68 \text{ kg}$$

erwarten darf. Hierbei ist jedoch nicht zu übersehen, dafs jeder der Kessel annähernd dieselbe Heizfläche wie der mit Kohle geheizte Primärkessel K_1 besitzen mufs, und dafs aufserdem das bei B_2 B_3 . . . . gewonnene Destillat unter allen Umständen erst noch der Wirkung einer Luftpumpe auszusetzen ist. Die Anlage wird also immer sehr teuer ausfallen, so dafs man sich nach dem Vorgange

[1]) Derartige Methoden sind in der chemischen Industrie (Zucker- und Spiritusbereitung) sehr gebräuchlich.

der Gesellschaft für Lindes Eismaschinen[1]) wohl begnügen dürfte, einen solchen Sekundärkessel zwischen den Hauptkessel und die Dampfmaschine, oder zwischen diese und den Kondensator einzuschalten, wodurch man unter Benutzung des gereinigten Kondensats insgesamt etwa das 1,8fache der durch die Maschine gehenden Dampfmenge als Destillationsprodukt erhält.

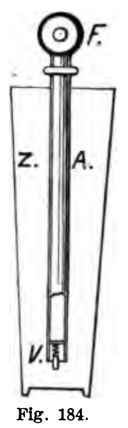


Fig. 184.

Da vollständig entlüftetes Wasser sehr begierig Luft absorbiert, besonders wenn es nach der Austreibung stark abgekühlt ist, so mufs auf die Dichtheit aller Leitungen vom Destillationsgefäfs bis zur Füllvorrichtung sorgfältig geachtet werden. Um auch während des Einfüllens die Luftaufnahme thunlichst zu vermeiden, sind, wie Fig. 184 zeigt, die in die einzelnen Zellen *Z* eingeführten und mit dem Füllgefäfs durch Gummischläuche in Verbindung stehenden Füllrohre *A* zunächst so lang, dafs sie bis auf den Zellenboden reichen. Alsdann kommt überhaupt kein freier Wasserstrahl zu stande. Um weiterhin das Ansammeln von Luft in den Rohren *A* und dem Sammelstück *F* zu vermeiden, werden die Rohre *A* mit Fufsventilen *V* versehen, welche nur durch Aufstofsen auf den Zellenboden sich öffnen und beim Emporheben der Füllvorrichtung sofort durch Federkraft geschlossen werden.

38. Das Gefrierverfahren zur Schachtabteufung und die Herstellung künstlicher Eisbahnen erfordern im Gegensatze zu der oben besprochenen Eiserzeugung die Bildung von Eiskörpern, welche am Her-

[1]) Siehe Näheres hierüber in der schon citierten Arbeit
n Diesel.

stellungsorte selbst ihren Zwecken zu dienen haben, so dafs sie also von den Kühlflächen, an denen sie festgefroren sind, nicht wieder losgelöst werden müssen. Hierdurch wird der Betrieb allerdings gegenüber anderen Anwendungen künstlicher Kälte sehr vereinfacht, dagegen bietet die Anordnung der Anlage wenigstens im ersteren Falle, verhältnismäfsig grofse Schwierigkeiten. Das Gefrierverfahren, welches zur Schachtabteufung im schwimmenden Gebirge zuerst 1886 von Pötsch vorgeschlagen wurde und seither mit gutem Erfolge an verschiedenen Orten zur Anwendung gelangte, verfolgt den Zweck, in wasserhaltigen Boden- oder Gesteinsschichten einen festen, dem Drucke und der Durchsickerung äufseren Wassers widerstehenden Eiskörper herzustellen und so lange zu erhalten, bis der Schacht durch die gefahrdrohende Schicht hindurchgeführt und durch Einsetzen einer versteiften Eisenröhre (sog. Cuvelage), hinter welche Beton mit rasch bindendem Cement gestampft wird, gegen Wassereinbrüche selbst geschützt ist. Der fragliche Eiskörper, welcher entweder eine vollcylindrische oder ringförmige Gestalt mit senkrechter (mit der Schachtachse zusammenfallende) Achse erhält, bildet sich nach und nach durch Gefrieren des im Boden befindlichen Wassers um eine Reihe im Kreise mit rund 1,5 m gröfserem Durchmesser als der Schacht angeordneter Doppelrohre in gegenseitigen Abständen von ca. 1 m, in denen eine vom Kühlmaschinenverdampfer kommende und nach demselben zurückkehrende Salzwasserlösung[1]) zirkuliert. Diese Rohre

---

[1]) Vorschläge, das Kältemedium selbst in dem Rohre cirkulieren zu lassen und dadurch nicht nur eine tiefere Temperatur zu erzielen, sondern auch die Gefahr der durch

können naturgemäfs erst, nachdem durch einen Bohrer die nötigen Löcher bis zur erforderlichen Tiefe erstellt sind, eingeführt und dabei zusammengesetzt werden. Sie bestehen stets aus bestem Stahl; die äufseren besitzen meist lichte Weiten von 110 bis 130 mm, die inneren von 30 mm bei Wandstärken von 7 bezw. 4 mm, sodafs die äufsere Wärmedurchgangsfläche 0,34 bis 0,41 qm pro 1 lfd. m beträgt. Wie aus Fig. 185 hervorgeht, werden die einzelnen Stücke der äufseren Rohre durch Innenmuffen, die der inneren Rohre durch Aufsenmuffen zusammengeschraubt; die Dichtung erfolgt durch Hanfschnüre, welche mit Teer und Mennig getränkt sind. Das innere Rohr wird in Abständen von ca. 30 m durch mit Rippen versehene Muffen des äufseren zentriert und schliefslich in dem ebenfalls mit Rippen ausgerüsteten halbkugelförmigen Abschlufsstück des Aufsenrohres, in welchen es offen mündet, zentrisch befestigt. Obertags werden sowohl das innere wie auch das äufsere Rohr unter Einschaltung von Abschlufsorganen R und R' durch geeignete Pafsstücke mit ringförmigen Sammelrohren C_a und C_s von etwa 200 mm l. W. verbunden (siehe auch Fig. 186 und 187), welche ihrerseits die Salzlösung vom Verdampfer durch eine Hauptleitung empfangen und, nachdem sie das innere Rohr von oben nach unten, sowie das äufsere umgekehrt passiert hat, durch eine zweite Leitung wieder zurückführen. Diese Anordnung bezweckt die Eiwirkung der kältesten Soole

Undichtheiten austretenden Soole, welche das gebildete Eis wieder löst, zu umgehen, sind nicht über das Versuchsstadium hinausgelangt. Sie dürften auch an der Schwierigkeit der Aufrechterhaltung der Zirculation durch die Verdampfung scheitern.

an der tiefsten Stelle, wo man, um dem höchsten hydraulischen Drucke gegen das Schachtinnere und auch bei gröſseren Tiefen der steigenden Erdwärme zu begegnen, eine gröſsere Stärke des Eismantels erreichen will. Selbstverständlich ist dies auch abhängig von der Natur und dem Wassergehalte des Gesteins, worüber man sich jedoch stets gelegentlich der Herstellung der Löcher für die Gefrierrohre vergewissern kann. Mit der Geschwindigkeit der Salzlösung im äuſseren Rohre geht man niemals über 0,13 m pro Sekunde, um nicht durch Reibungsverluste den Arbeitsaufwand nutzlos zu erhöhen, und eine langsame Ausnutzung der Kälte zu erzielen, während man anderseits die Lösung im Innenrohre möglichst rasch an die Stelle ihrer Wirksamkeit zu bringen beabsichtigt und darum dort ihre Geschwindigkeit auf 1,5 bis 2 m pro Sekunde steigert. Die Salzlösung selbst kühlt man bei einer

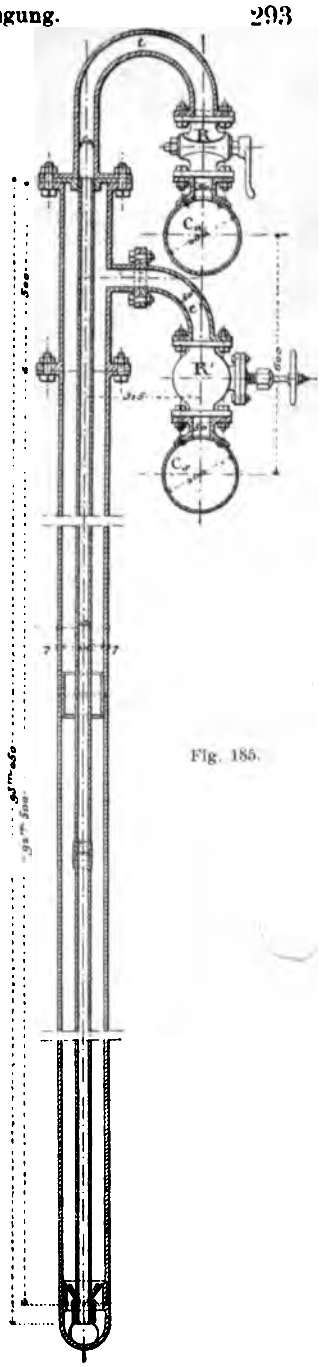


Fig. 185.

mittleren Schachttemperatur von + 10 bis 12° auf — 15° bis — 18° in der Maschine ab, wobei sie mit — 13,5 bis — 16,5° die Gefrierröhren wieder verläſst.

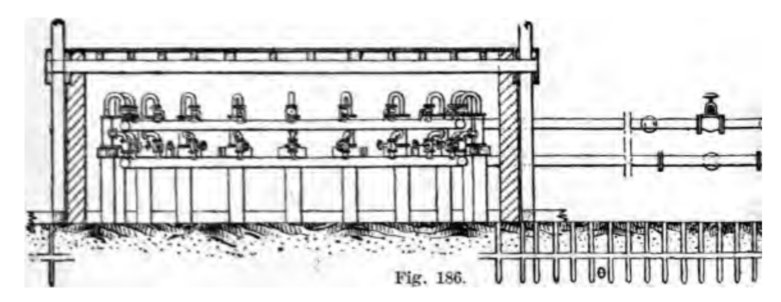


Fig. 186.

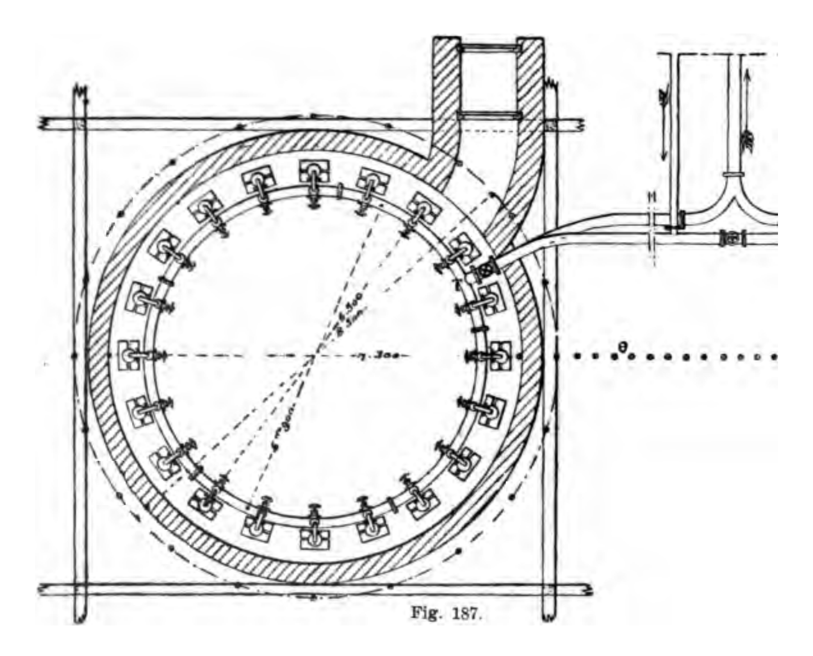


Fig. 187.

Der Arbeitsvorgang gestaltet sich nach Fertigstellung der Anlage ungefähr so, daſs zunächst die Umgebung der Rohre nach innen und auſsen zu

eine rasche Abkühlung erfährt. Sobald dieselbe unmittelbar an den Rohren den Gefrierpunkt erreicht hat, beginnt dort die Eisbildung, welche, langsam von den Rohren ausgehend, nach innen und aufsen fortschreitet unter gleichzeitiger weiterer Temperaturabnahme der entfernteren, konzentrischen Schichten, wobei die Rohre durchschnittlich in der Stunde 230—250 Cal. pro 1 qm aufnehmen. Unter normalen Verhältnissen darf man erwarten, dafs der Eiskörper von den Rohren ab gerechnet nach aufsen eine Dicke von 0,5 m, nach innen dagegen bis zu 1 m erreicht, während seine Temperatur von den Rohren bis zu den Mantelflächen, wo sie 0° beträgt, kontinuierlich abnimmt. Die weitere Abkühlung der Umgebung erstreckt sich bis auf eine Entfernung von rund 2,5 m, und zwar von der Eisfläche mit 0° ab bis zur Bodentemperatur. Sind diese Grenzen im allgemeinen erreicht, so dient die ganze Kälteleistung nur noch zur Deckung der Verluste, mufs aber trotzdem im Betrage von 50—55 Cal. stündlich pro 1 qm der inneren und äufseren Mantelfläche des Eiskörpers weiter geleistet werden, bis die Abteufungsarbeiten vollendet sind. Erst dann kann man ohne weitere Befürchtungen die Schachtumgebung bei eingestelltem Kühlmaschinenbetriebe sich selbst überlassen, die Salzsoole aus den Rohren emporheben, diese selbst herausziehen und die Löcher mit Beton anfüllen. Soll die Soole nicht wieder benutzt werden, so verdrängt man sie am einfachsten durch Einpumpen warmen Wassers, wodurch die Rohre selbst rasch abgetaut werden. Im Falle der Wiederbenutzung hebt man sie durch cylindrische mit Fufsventil versehene Rohre (Fig. 188) von etwa 2,5 m Länge, deren äufserer Durchmesser 15 mm kleiner

ist als der Innendurchmesser der Verbindungsmuffen, empor.

In Fig. 189 ist das Ergebnis des Gefrierverfahrens an einem Schachte der Gruben von Anzin (Nordfrankreich) verdeutlicht[1]), die Dicke des ringförmigen, hier schraffierten Eiskörpers, in welchem man die Gefrierrohre eingebettet erkennt, variiert vorwiegend nach innen etwas mit der Formation der Schichten; an der tiefsten Stelle, wo die Kältewirkung am stärksten ist, füllt er den Schacht in einer Mächtigkeit von 12,5 m sogar vollständig aus.

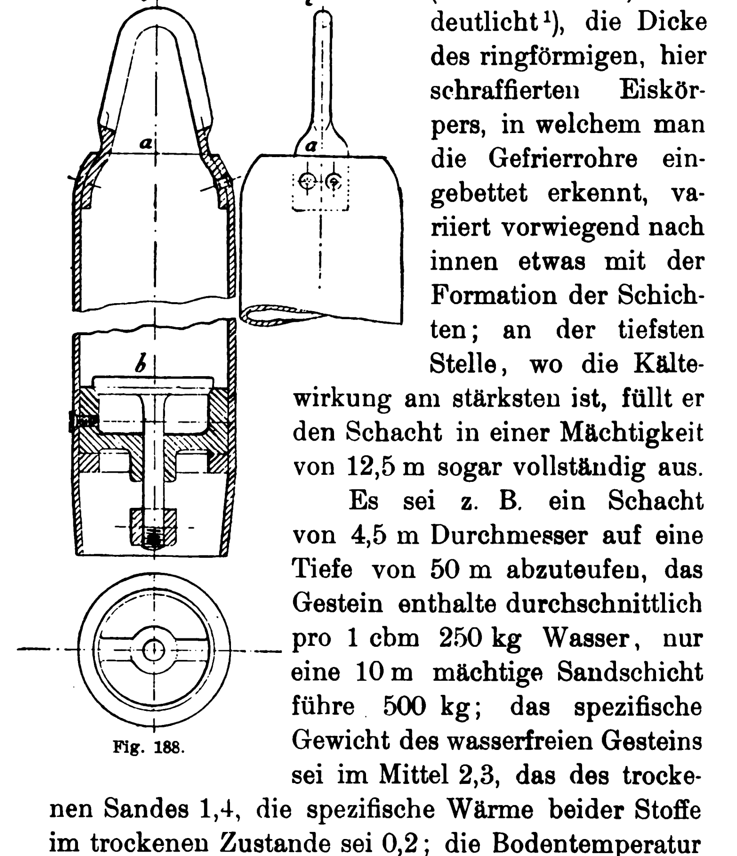


Fig. 188.

Es sei z. B. ein Schacht von 4,5 m Durchmesser auf eine Tiefe von 50 m abzuteufen, das Gestein enthalte durchschnittlich pro 1 cbm 250 kg Wasser, nur eine 10 m mächtige Sandschicht führe 500 kg; das spezifische Gewicht des wasserfreien Gesteins sei im Mittel 2,3, das des trockenen Sandes 1,4, die spezifische Wärme beider Stoffe im trockenen Zustande sei 0,2; die Bodentemperatur + 10°.

[1]) Näheres hierüber enthält die Arbeit von Saclier und Waymel, »Fonçage des puits de Vicq par le procédé Poetsch; Bulletin de la société minérale de St. Etienne 1895,

Alsdann wird man zunächst auf einem Kreise von 6 m Durchmesser ca. 20 Gefrierrohre einsetzen, um

---

im Auszuge: Zeitschr. f. Kälte-Industrie 1896. Die einzelnen Schichten bestanden dort von oben gerechnet aus: 1 Schwemmsand mit Humusdecke 7 m, 2. thoniger, wasserundurchlässiger Sandstein 4 m, 3. lockere Kreidelager mit Grundwasser 20 m, 4. feste Kreideschicht mit Mergel und Grundwasser 60 m, 5. kalkiger und plastischer Thon, grüner Sandstein 97 m, 6. Kohlenlager. Die Gefrierrohre wurden bis zu einer Tiefe von 91 m eingesenkt.

Die fragliche Publikation enthält das Ergebnis sehr ausgedehnter Versuche, aus denen die im Texte gegebenen Erfahrungswerte gröfstenteils abgeleitet werden konnten

Weiteres nteressantes Material über diesen Gegenstand enthält die umfassende Arbeit von F Schmidt (Paris) »Die Benutzung des Gefrierverfahrens zur Ausführung bergmännischer Arbeiten«. Zeitschr. f. Kälte-Industrie 1898.

Fig. 189.

welche sich ein ringförmiger Eiskörper von ca. 4 m innerem und 7 m äufserem Durchmesser, also bei 50 m Tiefe von ca. 1300 cbm Inhalt bilden wird. Der Wasserinhalt dieses Körpers beträgt unter den oben genannten Verhältnissen 390 000 kg, das Gewicht des darin befindlichen Gesteines und Sandes 2 656 000 kg. Beide Massen werden vor dem Gefrieren auf 0° abgekühlt und nach der Eisbildung auf eine Mitteltemperatur von $\frac{1}{2}(0 - 16) = -8^{0}$ gebracht, wobei wir voraussetzen, dafs die Temperatur von den Röhren (-16^{0}) gleichmäfsig bis zu den Mänteln (0^{0}) zunimmt. Der Innenraum dieses Ringcylinders, welcher auf eine mittlere Temperatur von $\frac{1}{2}(0 + 10) = 5^{0}$, enthält in 625 cbm rund 188 000 kg Wasser und 1 325 000 kg Gestein, der aufserhalb des Eiskörpers auf dieselbe Temperatur abzukühlende Ringcylinder von 11 m äufserem, 7 m innerem Durchmesser und 2825 cbm umfafst 847 500 kg Wasser und 5 989 000 kg Gestein und Sand. Schliefslich wird infolge der in der Tiefe stärksten Kältewirkung noch der unterste Teil des Innenraumes etwa von 10 m Mächtigkeit ganz auf 0° abgekühlt und hierbei gefrieren, wovon rund 38 000 kg Wasser und 265 000 kg Gestein betroffen werden.

Wir haben demnach folgende Kälteleistungen:

a) zur Temperaturerniedrigung des späteren ringförmigen Eiskörpers von $+10^{0}$ auf 0^{0}
$390000 \cdot 10 + 2656000 \cdot 10 \cdot 0{,}2 =$ 9 212 000 Cal.

b) zur Eisbildung bei 0^{0}:
$390000 \cdot 80 =$ 31 200 000 »

c) zur weiteren Abkühlung des Eiskörpers von 0° auf — 8°:
390000 · 8 · 0,5 + 2656000 · 8 · 0,2 = 5809600 Cal.

d) zur Abkühlung des inneren Cylinders von + 10 auf + 5°:
188000 · 5 + 1325000 · 5 · 0,2 = 2265000 »

e) zur Abkühlung des äufseren Ringcylinders von + 10 auf + 5°:
847500 · 5 + 5989000 · 5 · 0,2 = 10226500 »

f) zur Abkühlung des untersten Innenraumes von 5° auf 0° und Eisbildung:
38000 · 5 + 265000 · 5 · 0,2 + 38000 · 80
= 3495000 »

Mithin sind insgesamt abzuführen: 62208100 Cal.

Die Gefrierrohre mit einer Wärmedurchgangsfläche von 0,35 qm pro laufenden Meter, also insgesamt von 20 · 50 · 0,35 = 350 qm, können nun stündlich 230 · 350 = 80500 Cal. aufnehmen, so dafs zur Bewältigung des ganzen Vorganges $\frac{62208100}{80500}$ = rund 773 Stunden oder etwas über 32 Tage erforderlich sein werden.

Infolge des stets provisorischen Charakters derartiger Anlagen, fallen noch die Strahlungsverluste obertags, insbesondere bei langen Leitungen, sehr beträchtlich ins Gewicht, so dafs man die Anlage etwa für eine stündliche Leistung von rund 100000 Cal. bemessen würde.

Für das Gelingen des Verfahrens ist die Paralleletät der einzelnen Gefrierrohre Grundbedingung. Gröfsere Abweichungen hiervon, wie sie sich leicht bei tiefen Bohrlöchern einstellen und

dann nicht leicht sofort nachzuweisen sind, bewirken stets zu grofse Abstände der Rohre in der schwimmenden Schicht, in der sich somit keine zu-

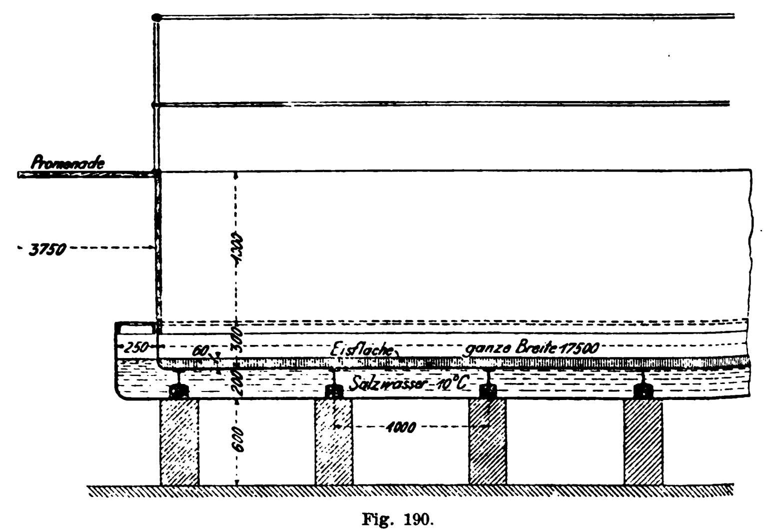


Fig. 190.

sammenhängende bezw. hinreichend starke Frostmauer bilden und den Erfolg der ganzen oft monatelangen Arbeit in Frage stellen kann.

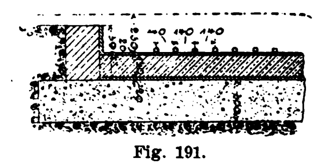


Fig. 191.

Die künstlichen Eisbahnen[1] werden dadurch hergestellt, dafs man das im Bett der Bahn

[1]) Näheres hierüber siehe: Doederlein, Künstliche Eislaufbahnen, Zeitschr. f. Kälte-Industrie 1898 S. 77. In dieser Arbeit befindet sich auch eine Zusammenstellung der Hauptdimensionen der bisher ausgeführten Anlagen.

ungefähr 6 bis 10 cm hochstehende Wasser in seiner ganzen Masse zum Gefrieren bringt. Die Wärmeentziehung geschieht dabei entweder durch den Boden selbst, unter dem in einem geschlossenen flachen Kasten mit senkrechten Zwischenwänden (welche das Gewicht der Bahn teilweise aufnehmen) eine abgekühlte Salzlösung zirkuliert, oder durch eine grofse Anzahl das Bett rostartig bedeckender, von der Salzlösung oder unmittelbar vom verdampfenden Kälteträger durchströmter Kühlrohre. In jedem Falle mufs die Unterlage nicht nur etwas elastisch, sondern auch ausgezeichnet isoliert sein, um die natürliche Wärmezufuhr von unten zu beschränken. Eine solide Auflagerung eventuell auf Gewölbe zwischen Trägern ist bei starker Frequenz ebenfalls geboten. In Fig. 190 ist die erste von Professor Linde herrührende und von der Eisbahn zu Nürnberg angewandte Methode der Kühlung skizziert, während das zweite Verfahren nach der Ausführung im Palais de Glace zu Paris durch Fig. 191 verdeutlicht ist. In dieser Anlage liegen die Rohre in Abständen von je 140 mm nebeneinander, von denen das eine die Salzlösung aus dem Zuflufsrohre entnimmt, während das danebenliegende durch Bogen mit dem ersteren verbundene sie dem Sammelrohre wieder zuführt. Auf diese Weise wird erreicht, dafs nahezu an allen Stellen der Bahn eine Mitteltemperatur herrscht. Die beiden Hauptrohre liegen nebeneinander in einem Seitenkanale der Eisbahn und sind im Betriebe ebenfalls mit Eis bedeckt.

Der Kältebedarf solcher Eisbahnen beschränkt sich während ihrer Benutzung auf die Wegführung von aufsen eindringender Wärme, welche 150 Cal. pro 1 qm Ober- bezw. Bodenfläche kaum über-

steigen dürfte.[1]) Bei starker Frequenz fällt auch die Abnutzung der Eisfläche ins Gewicht, dieselbe mufs dann abgehobelt und durch Wasseraufgufs erneuert werden. Dies erfordert bei einer täglichen Abnutzung von 1 bis 2 cm rund 100 bis 200 Cal. pro 1 qm, welche jedoch nur aufserhalb der Benutzungszeit zu leisten sind. Nach den bisherigen, nur spärlichen Erfahrungen genügt man alledem dadurch, dafs die Wärmedurchgangsfläche der Rohre ungefähr gleich bis 1,5 mal so grofs als die Fahrbahnoberfläche bemessen wird, wobei die Temperatur der Salzlösung zwischen — 10° und — 12° schwankt.

---

[1]) Aufser der direkten Leitung und Strahlung wird der Eisfläche auch noch Wärme durch Heizung und Beleuchtung des Raumes, Niederschlagen und Gefrieren des in der Luft befindlichen, durch den Aufenthalt zahlreicher Menschen vermehrten Wasserdampfes zugeführt, woraus sich auch die Bildung des über künstlichen Eisbahnen immer liegenden Nebels erklärt.

Kapitel IX.

Die Erzeugung und Verwendung von Kälte bei abnorm tiefen Temperaturen.

39. Verfahren von Pictet, Olczewski und Dewar. Zur Darstellung einer grofsen Reihe von Körpern (vornehmlich Narkotika) in chemisch reinem Zustande hat sich deren Krystallisation bei Temperaturen zwischen — 100° und — 200° C. als sehr geeignet erwiesen. Derartige abnorm niedrige Temperaturen lassen sich aber nur erreichen und dauernd, wie es die Industrie verlangt, erhalten durch Verdampfung gröfserer Mengen vorher bei etwas höherer Temperatur verflüssigter Gase, wie Sauerstoff, Stickstoff, bezw. deren Gemisch in Gestalt atmosphärischer Luft.

Die Verflüssigung derselben ist bekanntlich zuerst und unabhängig voneinander den beiden Physikern Pictet und Cailletet im Jahre 1877 gelungen und zwar auf dem Wege der gleichzeitigen Wärmeentziehung und Verdichtung. Da schon die kritischen Temperaturen dieser Körper aufserordentlich tief liegen, so war man genötigt, dieselben noch unter diese Temperatur abzukühlen, und bediente sich hierzu nach Pictets Vorgang einer stufenweisen Temperaturerniedrigung durch Verdampfen immer

flüchtigerer Substanzen. Als besonders geeignet erwiesen sich hierfür die beiden Körper Schweflige Säure und Kohlensäure[1]), von denen der erstere ebenfalls von Pictet mit Erfolg als Kälteträger für Kompressionsmaschinen eingeführt worden war. Die Anwendung von Ammoniak zu demselben Zwecke war damals soeben erst aus dem Versuchsstadium herausgetreten und begegnete noch zahlreichen Vorurteilen, die allerdings bald überwunden waren. Die kritischen Daten dieses Körpers (siehe Fufsnote) liegen übrigens denen der schwefligen Säure so nahe, dafs er sich für die stufenweise Erzielung niedriger Temperaturen mindestens ebenso gut eignet wie jene, umsomehr, als sein Siedepunkt bei atmosphärischem Druck erheblich unter den der schwefligen Säure fällt.

Pictet, dessen Methode bis vor kurzem allein die Möglichkeit gewährte, schwer coërcible Gase in gröfseren Mengen zu verflüssigen, verfuhr dabei in

[1]) Die kritischen Daten, Siede- und Erstarrungspunkte dieser Körper, sowie einiger anderer Gase sind in folgender Tabelle enthalten:

Tabelle XXIII.

Bezeichnung	Kritische Temperatur	Kritischer Druck	Siedepunkt	Erstarrungspunkt
	° Cels.	Atm.	° Cels.	° Cels.
Schweflige Säure . .	+ 156	78,9	— 9	— 76
Ammoniak	+ 131	113	— 38	— 77
Kohlensäure	+ 31,35	72,9	— 78	— 56
Stickoxydul	+ 36	74	— 80	— 115
Äthylen	+ 10	ca. 55	— 103	— 169
Sauerstoff	— 118	50	— 182	— 167
Stickstoff	— 146	33	— 194	— 214
Atmosphärische Luft .	— 140	39	— 191	—
Wasserstoff	— 234,5	20	— 243,5	—

der Weise, dafs er zunächst vermittelst im Vakuum verdampfender schwefliger Säure[1]) erst Kohlensäure, neuerdings Stickoxydul verflüssigt, dann auf tiefe Temperatur, etwa — 100°, abkühlte und schliefslich in der Umgebung des mit dem Gase, z. B. Sauerstoff, der einer chemischen Reaktion entstammte, gefüllten Rohres unter sehr niederem Drucke wieder verdampfen liefs, wobei die Temperatur auf — 140° (kritische Temperatur der Luft) sank. Durch fortwährende Entwickelung von Sauerstoff konnte der Druck desselben beliebig gesteigert werden, während die Dämpfe der Kohlensäure bezw. des Stickoxyduls sowohl, wie die der schwefligen Säure, nach ihrer Wärmeaufnahme von Kompressionspumpen abgesaugt und zu erneuter Wirkung wieder verdichtet wurden. Die Verflüssigung des Sauerstoffs erfolgte unter gleichzeitiger Einwirkung des Druckes und der unter den kritischen Punkt sinkenden Temperatur. Ganz in derselben Weise gelang es Pictet, auch andere Gase in den flüssigen Zustand überzuführen; in neuester Zeit hat derselbe bekanntlich seine Studien über die Einwirkung tiefer Temperaturen oder exakter die Folgen der Wärmeentziehung bei tiefen Temperaturen auf eine gröfsere Anzahl anderer Körper und Organismen ausgedehnt.

Seine Methode zur Verflüssigung von Gasen sowie deren Anwendungen hatte Pictet 1896 auf

---

[1]) Derselben war immer etwas Kohlensäure beigemischt (Flüssigkeit Pictet), deren Wirkung indessen ohne Bedeutung ist. Das Verfahren ist u. a. beschrieben in der Arbeit von Dr. Altschul, Mitteilungen aus dem Institute R. Pictet. Zeitschr. für Kälte-Industrie 1895, sowie von E. Meyer, Die Kälteerzeugungsmaschinen auf der Schweizerischen Landesausstellung in Genf. Ebenda 1897.

der Ausstellung zu Genf in einem besonderen Pavillon demonstriert, dessen schematischen Grundrifs Fig. 192 darstellt. In demselben befand sich zunächst ein Schwefligsäurekompressor *A*, welcher die

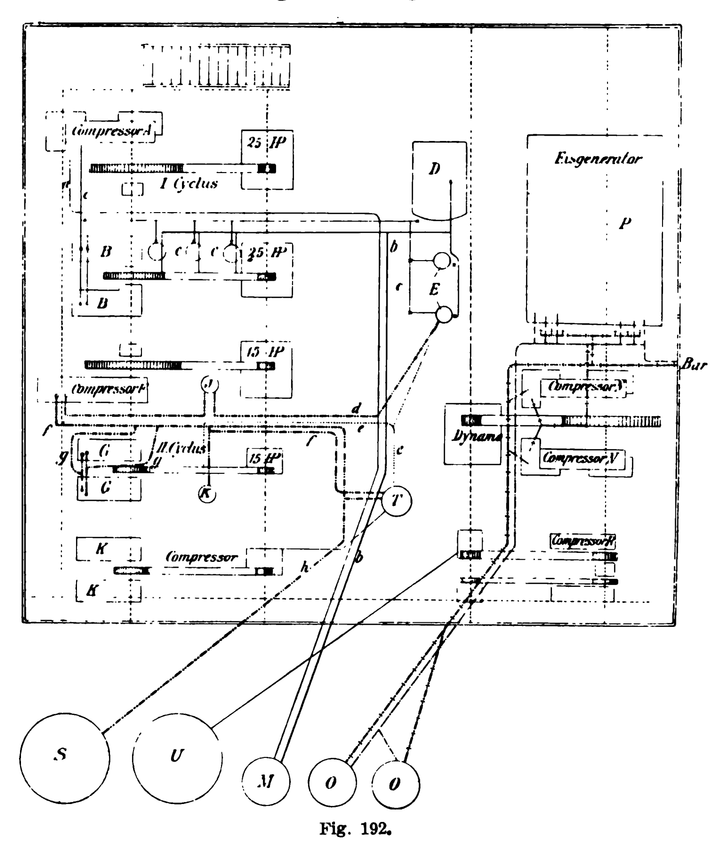


Fig. 192.

Dämpfe durch die Leitung *a* nach dem aufserhalb des Gebäudes stehenden Kondensator *M* drückte. Durch die Flüssigkeitsleitung *b* gelangte die SO_2 nach den Verdampfern *C*, *D* und *E*, von denen der letztere zur Verflüssigung des Stickoxyduls (bei

ca. — 80°) dient. Um diese niedere Temperatur zu erzielen, mufs die schweflige Säure unter tiefem Vakuum (1 cm Quecksilbersäule) abgesaugt werden, was durch den Ventilkompressor *A* allein nicht möglich wäre. Pictet schaltet daher zwischen diesen und die erwähnten Verdampfer (von denen C und *D* zu anderweitigen Zwecken dienten) 2 Burckhardt-Weifssche Schieberluftpumpen *BB* mit Druckausgleich ein, so dafs die Verdichtung in diesem I. Cyklus durch Verbundwirkung erreicht wurde.

Genau in derselben Weise vollzieht sich darauf der II. Cyklus, den das Stickoxydul durchläuft. Die vom Hauptkompressor *F* auf ca. 10 kg/qcm verdichteten Dämpfe werden zunächst im Kühler *J* durch Wasser vorgekühlt und gelangen dann in den Kondensator *E*, wo sie, wie schon erwähnt, durch verdampfende SO_2 verflüssigt werden. Von dort treten sie in den Verdampfer *J* über, aus dem sie durch 2 Vakuumpumpen *GG* abgesaugt dem Hauptkompressor *F* wieder zugeführt werden.

Im Verdampfer *T* geht nun die Verflüssigung der Luft vor sich, welche vorher durch drei hintereinander geschaltete Kompressorcylinder *KK* auf eine Pressung von 160 bis 250 kg/qcm gebracht und in Zwischenkühlern vermittelst (in einer gewöhnlichen Kühlmaschine abgekühlter) Salzlösung vorgekühlt und getrocknet wurde. Damit ist der III. Cyklus geschlossen.

Der Verdampfer *T* besteht, wie aus Fig. 193 erhellt, zunächst aus einem doppelwandigen Blechgefäfs, welches mit einer starken Isolierschicht in einen Holzcylinder eingesetzt ist. In dem ringförmigen Raume zwischen beiden Wandungen liegt eine Schmiedeisenspirale, in deren Innern die Luft



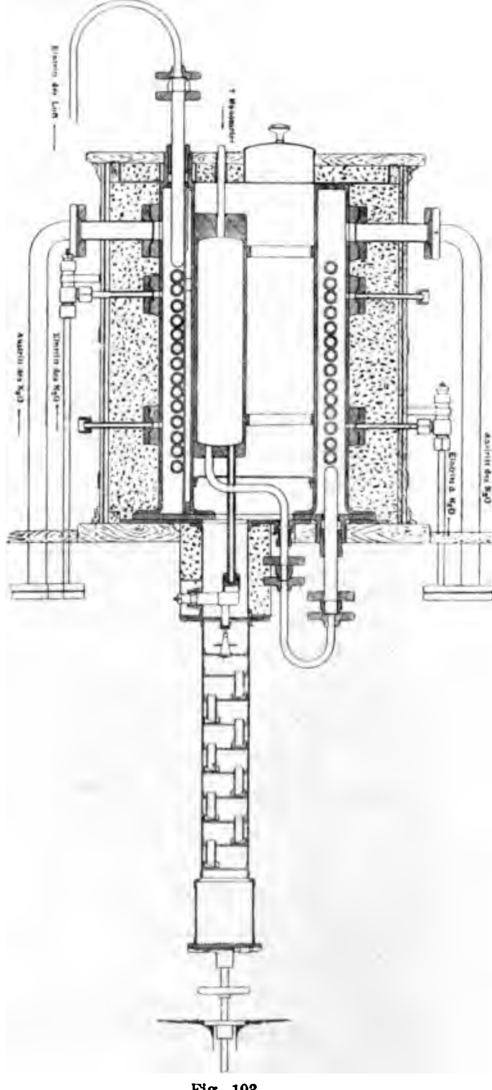


Fig. 193.

sich verflüssigt, während in ihrer Umgebung das an verschiedenen Stellen des Umfangs eintretende

bezw. abgesaugte Stickoxydul im Vakuum verdampft. Die flüssige Luft sammelt sich dann in einer im inneren Blechgefäfs stehenden Bombe, aus der sie durch ein Regulierventil in Kaskaden abgelassen werden kann. Die hierbei sich entwickelnden Dämpfe steigen empor und umgeben noch einmal die Bombe, welche sonach ständig auf einer sehr tiefen Temperatur gehalten werden kann.

Die übrigen Apparate der ganzen überaus verwickelten Anordnung bieten keine besonderen Einzelheiten. Der Antrieb sämtlicher Kompressoren erfolgte durch Elektromotoren, deren Stärke teilweise in obiger Grundrifsskizze angegeben ist.

Im Gegensatze zu der vorbeschriebenen Pictetschen Anordnung erzielten Olszewski und Dewar die tiefe Abkühlung der zu verflüssigenden Körper durch im Vakuum verdampfendes Äthylen (C_2H_4). Die Dampftabelle dieses Körpers war schon von Faraday durch Versuche ermittelt worden, jedoch nur bis zu einer Temperatur von — 76,1°, welcher ein Druck von noch 4,6 Atm. entsprach. Cailletet und Colardeau[1]), Olszewski[2]) und Wroblewski[3]) bestimmten dann den Siedepunkt bei atmosphärischer Pressung zu — 102,4° bis — 103,55°, den Erstarrungspunkt fand Olszewski zu — 169°; so dafs man erwarten durfte, durch Verdampfen von Äthylen im Vakuum ohne Schwierigkeit die kritischen Temperaturen des Sauerstoffes (— 118° bis — 119°) und des Stickstoffs (— 146°) zu unterschreiten.

Die wesentlichsten Teile der Vorrichtung, in welcher zunächst Äthylen kondensiert, durch dessen

[1]) Comptes Rendus 1888 Bd. 106 S. 1489.

[2]) Wiedemanns Annalen 1889 Bd. 37 S. 337.

[3]) Sitzungsber. der Wiener Akademie 1888 Bd. 97 S 1378.

Wiederverdampfung dann Sauerstoff in den flüssigen Zustand versetzt wird, sind in Fig. 194 dargestellt.[1]) Das komprimierte Äthylen tritt zunächst in Gasform in eine Rohrspirale *AA*, welche in einem starkwandigen, gut isolierten Gefäſse *B* gelagert ist. Dieses Gefäſs wird mit einer Mischung aus fester Kohlensäure und Äther gefüllt, wodurch bei Atmosphärendruck eine Temperaturerniedrigung bis auf — 77^0 entsteht.[2]) Hierdurch ist man im stande, das in der Rohrspirale *AA* strömende Äthylen bei einem Drucke von 4,8 bis 5 Atm. zu verflüssigen. Durch Absaugen der Dämpfe der Kältemischung im Gefäſse *BB* im Vakuum kann man eine Temperatur von ca. — 100^0 erreichen und dementsprechend mit der Pressung des Äthylens herabgehen. Das auf diese Weise verflüssigte Äthylen tritt bei *C* in ein mittels Gummipfropfen verschlossenes doppelwandiges Gefäſs *D* über, in dessen Innerem durch eine bei *J* angeschlossene Pumpe ein erheblich niedrigerer Druck erhalten wird, als in der Spirale *AA*. Infolgedessen findet eine intensive Verdampfung des Äthylens bei sehr niederer Temperatur, verbunden mit starker Wärmeaufnahme (Verdampfungswärme), statt. Diese Wärme wird aber, da andere Quellen nicht vorhanden sind, dem in der Spirale *OO* zirkulierenden Sauerstoff entzogen, welcher bei *F* vom Entwickelungsapparat oder von einer Druckpumpe herbeigeschafft, zunächst die im Gefäſse *EE* ruhende Spirale *GG* durchflossen hat und hier ebenso wie in *BB* das Äthylen durch eine Kältemischung aus fester Kohlensäure und Äther intensiv vorgekühlt

---

[1]) Nach dem Phil. Mag. 1895, März, S. 301.

[2]) Cailletet und Colardeau, Compt. Rend. 1888 Bd. 106 S. 1631.

wurde. Die Spannung des Sauerstoffes schwankt zwischen 20 und 50 Atm. Da die Kältemischung in *EE* jedenfalls eine wesentlich höhere Temperatur besitzt, als das in dem Gefäfse *D* befindliche verdampfende Äthylen, so ist eine Wärmeabgabe an das letztere nicht ausgeschlossen. Diese wird, wenigstens während der Dampfbildung, fast vollständig dadurch vermieden, dafs die Wandungen des inneren Gefäfses *D* doppelt ausgeführt sind, und zwischen ihnen, als kalter Isolator, die entwickelten Äthylendämpfe abgesaugt werden. In den Kanal, durch welchen der Äthylendampf nach der Austrittsmündung *J* strömt, ist auch das Austrittsrohr des in *OO* verflüssigten Sauerstoffes verlegt, welches in einem vom Handrad *R* einstellbaren Regulierventil *H* endigt. Der Sauerstoff tritt durch dieses Ventil unter teilweiser Verdampfung in das durch Gummipfropfen verschlossene Probierglas *K*; der beim

Fig. 194.

Überströmen, ganz analog dem Durchgang durch die Regulierventile der Kühlmaschinen, entwickelte Dampf wird durch eine Glasröhre bei *M* abgesaugt, während der flüssige Rest sich am Boden von *K* ansammelt. Um die Wärmezufuhr von aufsen, welche bei der aufserordentlich niederen Temperatur des Inhaltes von *K* naturgemäfs sehr intensiv sein mufste, auf ein Minimum zu beschränken, ist das Probierglas von einem weiteren *L* umgeben, welches wiederum flüssiges Äthylen enthält. Auch dieses ist noch von einem weiteren Glase *N* umgeben, in das die isolierenden Äthylendämpfe durch eine Öffnung in *L*, nahe dem Gummiverschlufs, übertreten und von dem aus sie durch die Mündung *P* abgesaugt werden können. Die ganze Vorrichtung zum Auffangen des flüssigen Sauerstoffes wird schliefslich während des Prozesses sorgfältig — am besten durch Schafwolle — isoliert. Auf diese Weise wird vor allem der schädliche Niederschlag von Wasserdämpfen aus der umgebenden Luft und die damit verbundene relativ starke Wärmeentwicklung verhindert.

Aus der vorstehenden Beschreibung erkennt man, dafs die ganze Vorrichtung von der in der Figur unter Weglassung der verschiedenen Saug- und Druckpumpen nur die wichtigsten Teile skizziert sind, ebenfalls recht verwickelt ist; dafs mithin ihre Handhabung sehr schwierig sein mufs, und trotzdem nur geringe Mengen des zu verflüssigenden Körpers in dem Probierglas *K* aufgefangen werden können. Aufserdem ist zu bemerken, dafs nicht alle Verluste vermieden sind, welche umgangen werden können. So würde es sich zunächst empfehlen, den Übertritt des in *AA* verflüssigten Äthylens, um eine bessere Ausnützung desselben zu erzielen, bei *C* durch ein

Regulierventil, analog H zu bewirken. Weiterhin ist die Durchführung des Austrittsrohres des flüssigen Sauerstoffes durch den Absaugekanal des Äthylens und die Lagerung des Regulierventils H in demselben entschieden fehlerhaft, da die Äthylendämpfe beim Durchströmen der Doppelwandung von D Gelegenheit hatten, sich an wärmeren Kältegemischen im Gefäfse EE zu erwärmen und einen Teil dieser Wärme ganz unnötigerweise dem Sauerstoff im Austrittsrohre zuzuführen. Diese Wärmezufuhr kann aber trotz der Kürze des Rohres recht erheblich werden, da die Wärmeleitungsfähigkeit der Metalle bekanntlich ebenso wie die Leitungsfähigkeit für Elektrizität mit sinkender Temperatur rasch zunimmt. Jedenfalls könnte dieser Verlust bedeutend verringert werden, wenn man das Austrittsrohr des Sauerstoffs bis zur Regulierung H mit flüssigem, verdampfendem Äthylen umgeben, den fraglichen Raum also mit dem Innern des Gefäfses D verbinden würde, während die Äthylendämpfe an anderer Stelle abzusaugen wären.

Es ist übrigens zu betonen, dafs das soeben geschilderte Verfahren sich prinzipiell nicht von dem Pictetschen unterscheidet, da auch hier eine stufenweise Erniedrigung der Temperatur durch Verdampfung von Körpern mit immer tieferen Siedepunkten stattfindet.

Zur Beurteilung der Leistungsfähigkeit dieser Methoden wollen wir den Arbeitsaufwand ermitteln, welcher zur Verflüssigung von stündlich 1000 kg Sauerstoff bei — 163° benötigt wird. Die Verdampfungswärme dieses Körpers wurde von Dewar bei atmosphärischem Drucke zu 80 Cal. pro 1 kg bestimmt, dürfte demnach für obige

Temperatur, der ein Druck von 22 Atm. entspricht, rund 60 Cal. betragen. Hierzu tritt die Abkühlung von + 20 auf — 163°, welche bei einer spez. Wärme[1]) von rund 0,27 noch 50 Cal. erfordert, so dafs die effektiv verlangte Kälteleistung pro 1 kg 110 Cal., für 1000 kg also 110000 Cal. beträgt.

Nehmen wir nun, ohne auf die benutzten Kälteträger, welche nach vorstehender Ausführung sehr mannigfaltig sein können, näher einzugehen, an, dafs der Vorgang in drei Stufen zerfällt, in deren ersterer die bei — 163° aufgenommene Wärme bei — 100° abgegeben, von da auf — 20° weitergebracht und schliefslich durch Kühlwasser von etwa 10° aufgenommen wird, so lassen sich die für die Einzelprozesse nötigen Minimalarbeiten theoretisch ermitteln. Infolge der bei so niedrigen Temperaturen aufserordentlich gesteigerten Einstrahlung schädlicher Wärme von aufsen trotz bester Isolation müssen wir annehmen, dafs mindestens die doppelte Kälteleistung bei — 163°, also 220000 Cal., aufzuwenden ist, von der nur die Hälfte nutzbar wird.

Um diese Wärmemenge aufzunehmen und bei — 100° wieder abzugeben, sind nun in einer Kältemaschine, deren Wirkungsgrad 0,6 beträgt, ca. 330 ind. Pferdestärken[2]) nötig, deren Wärmeäquivalent im Betrage von 211000 Cal. zur ursprünglichen Kälteleistung in der zweiten Stufe hinzutritt, sodafs diese schon 431000 Cal. stündlich zu bewältigen hat. Aufserdem treten hierzu noch Strahlungsverluste, welche

[1]) Nach Versuchen von **L u s a n n a** (Nuovo Cimento 36, S. 70) nimmt die spez. Wärme der Gase mit dem Drucke stark zu.

[2]) Die Berechnung erfolgt nach der in § 4 erläuterten Methode unter der Voraussetzung Carnotscher Kreisprozesse.

auf wenigstens 200000 Cal. in dieser Stufe zu veranschlagen sind, und folglich die wirkliche Kälteleistung derselben auf 631000 Cal. erhöhen dürfte.

Zu deren Bewältigung aber sind zwischen den Grenzen — 100° und — 20° bei einem Maschinenwirkungsgrade von 0,60 schon 760 ind. Pferdestärken aufzuwenden mit einem Wärmeäquivalent von 486000 Cal. stündlich, so dafs für die dritte Stufe eine Leistung von 1117000 Cal. zu bewältigen bleibt. Rechnet man auf dieselbe, welche schon dem normalen Kühlmaschinenbetriebe entspricht, ca. 12 % Strahlungsverluste, mithin eine Erhöhung der Kälteleistung auf rund 1250000 Cal., so werden hierzu noch etwa 360 ind. Pferdestärken benötigt, und wir erhalten als Gesamtarbeitsaufwand 330 + 760 + 360 = 1450 ind. Pferdestärken, also effektiv ca. 0,7 kg flüssigen Sauerstoff pro 1 ind. Pferdestärke.[1]) Hierin ist indessen der Energieaufwand zur Darstellung des Sauerstoffes aus chemischen Verbindungen noch nicht inbegriffen.

40. Verfahren von Linde. Das Problem der Verflüssigung schwer coërcibler Gase, zunächst von atmosphärischer Luft, wurde in neuester Zeit auch von Prof. C. Linde in München in Angriff genommen und in einer ebenso einfachen, wie von der bisher besprochenen gänzlich verschiedenen Weise gelöst. Linde stützte sich hierbei auf Abweichungen vom Mariotte-Gay-Lussacschen Gesetze, welches bekanntlich nur eine Abstraktion darstellt und infolgedessen bei keinem Gase wirklich voll-

---

[1]) Durch Verteilung der Temperaturerniedrigung auf die 3 Stufen könnte die Ausbeute auf rund 0,9 kg pro Pferd gesteigert werden.

kommen erfüllt ist. Diese Abweichungen beruhen in der gegenseitigen Anziehung der einzelnen Moleküle aufeinander und treten darum um so stärker hervor, je dichter die Gase sind, also sowohl bei hohem Drucke, wie auch bei sehr niederer Temperatur. Läfst man ein dem Mariotte-Gay-Lussacschen Gesetze, welches von den erwähnten Anziehungskräften absieht, genau folgendes Gas unter Druck aus einer Mündung ausströmen, so kann eine Temperaturerniedrigung nur insoweit stattfinden, als nach dem Austritte unausgeglichene Strömungsenergie vorhanden ist. Kommt das Gas wieder zur Ruhe, so mufs auch diese Temperaturdifferenz, welche ohnehin nur sehr unbedeutend sein kann, sich verlieren. Diese Forderung der Theorie wurde nun von Thomson und Joule schon im Jahre 1862 experimentell geprüft, wobei sich sowohl für Kohlensäure, wie auch für trockene atmosphärische Luft ganz erhebliche Temperaturerniedrigungen[1]) ergaben.

[1]) Diese Abkühlungen sind für den Druckunterschied von je 1 Atm. zu beiden Seiten des Drosselventils bei ebenfalls angegebener Anfangstemperatur in der folgenden Tabelle enthalten.

Tabelle XXIV.

Anfängliche Temperatur	Abkühlung der Luft	Abkühlung der Kohlensäure
° Cels.	° Cels.	° Cels.
0	0,276	1,491
+ 7,1	0,263	1,309
35,6	—	1,020
39,1	0,224	—
54,0	—	0,883
92,8	0,152	—
93,5	—	0,645
97,5	—	0,640

Von diesen Versuchen nun ging Linde bei der Konstruktion seiner Vorrichtung aus, in welcher ihm ohne Zuhilfenahme anderer Körper (wie Äthylen u. s. w.), als Kühlwasser zur Abfuhr der Kompressionswärme zunächst die Verflüssigung atmosphärischer Luft gelang. Die gröfste Schwierigkeit hierbei war ohne Zweifel die anfänglich notwendige Erniedrigung der Temperaturen in den Räumen, in denen die Verflüssigung stattfinden sollte, d. h. die Erreichung des Beharrungszustandes. Unter Verzichtleistung auf die Verdampfung leichter coërcibler Gase konnte hierzu nur die Erniedrigung der Temperatur der Luft beim Durchströmen durch ein Drosselventil benutzt werden, welche alsdann in einem Gegenstromapparat der nun zu diesem Ventil strömenden Luft begegnete und dieselbe somit abkühlte. Durch fortwährende Wiederholung dieses Prozesses mufste die Temperatur vor und hinter dem Drosselventil immer tiefer sinken, und schliefslich der Kondensationspunkt erreicht werden. Der Gegenstromapparat, dessen sich Linde bediente, bestand nun aus zwei ineinandergelegten, je 100 m langen Rohren von 30 und 50 mm lichtem Durchmesser, welche, wie Fig. 195 zeigt, zusammen spiralförmig aufgewunden wurden. Da ein Wärmeaustausch nur zwischen dem Inhalt des inneren, kleineren Rohres und der um dasselbe im gröfseren strömenden Luft beabsichtigt war, so mufste die ganze Spirale sorgfältig nach aufsen hin isoliert werden. Dies geschah in wirkungsvoller Weise durch Schafwolle. Die Doppelspirale, deren einzelne Windungen selbstverständlich sich ebenfalls nicht berühren, sondern voneinander wieder durch Schafwolle isoliert waren, ist in ein hohes, cylindrisches

Holzgefäfs eingebettet; und mündet das weitere Rohr unten, nachdem bei *E* das innere Rohr herausgeführt ist, bei *F* in einen eisernen Topf *T*, während das engere Rohr mit einem von aufsen einstellbaren Regulierventil *R* versehen neben dem weiteren in den Topf eintritt.[1])

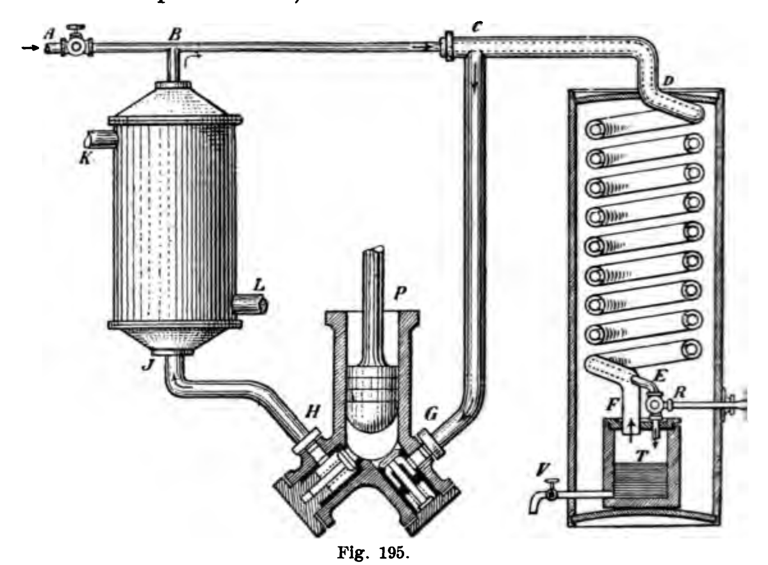


Fig. 195.

Während der Periode der Temperaturerniedrigung durchläuft der Luftinhalt des Apparates einen Kreisprozefs nach dem anderen, indem immer die gesamte. aus dem Drosselventil *R* austretende abgekühlte Luft in dem weiteren Rohre bei *F* wieder aufsteigt und im Gegenstrom die frisch ankommende nahezu auf ihre eigene Temperatur abkühlt. Bei

---

[1]) In der ersten Ausführung im Versuchslokale der Gesellschaft für Lindes Eismaschinen zu München hatte der Gegenstromapparat mit Umhüllung und Sammeltopf ein Gewicht von rund 1300 kg.

C aufserhalb des Gegenstromapparates trennen sich beide Rohre, das weitere mündet bei G in das Saugventil einer Druckpumpe P, während das engere Druckrohr mit dem Druckventil H derselben Pumpe verbunden ist. In diese Druckleitung ist noch ein Kühlapparat J zur Abführung der Kompressionswärme eingeschaltet. K und L sind die Ein- und Austrittsstutzen für die Kühlflüssigkeit, als welche für gewöhnlich einfaches Brunnenwasser zur Verwendung gelangt. Die Konstruktion des Kühlapparates bietet keine besonderen Einzelheiten und ähnelt vollständig den früher besprochenen, bei Kühlmaschinen üblichen Kondensatoren. Ist auch dieser Apparat im Gegenstrom angeordnet, so läfst sich die Luft ohne Schwierigkeit bis nahe auf die Wasserzuflufstemperatur unter Abführung der gesamten Kompressionswärme (welche fast genau gleich ist dem Äquivalent der Kompressionsarbeit) abkühlen. Mit nahezu derselben Temperatur wird aber auch infolge des intensiven Wärmeaustausches auf dem Wege von F bis C die Luft aus dem Apparate D von der Pumpe P angesaugt, so dafs die letztere durchaus unter normalen Temperaturverhältnissen arbeitet.

Da die Temperatursenkung beim Durchströmen durch das Ventil R nach den Versuchen von Thomson und Joule nahezu proportional dem Spannungsabfall ist, so empfiehlt es sich, um rasch unter den kritischen Punkt des zu verflüssigenden Gases herabzukommen, die obere Pressung in der Maschine so hoch als möglich, etwa auf 65 Atm. zu verlegen. Würde man dann die Luft immer wieder bis auf den Atmosphärendruck expandieren lassen, so wäre anderseits eine sehr bedeutende Temperatur-

steigerung im Kompressor P die Folge. Aus diesem Grunde wurde auch die Saugspannung der Vorrichtung ziemlich hoch, und zwar mit 22 Atm. wenig unter der in Kohlensäurekühlmaschinen üblichen angenommen, womit der weitere Vorteil einer bedeutenden zirkulierenden Menge, also auch einer intensiveren Ausnutzung der Vorrichtung verbunden ist. Aufserdem ist es bei schon hoher Pressung im Niederschlagsgefäfse nicht nötig, mit der Temperatur dort allzutief herabzugehen, bevor die Verflüssigung beginnen kann. Dafs der ganze Prozefs der Temperaturerniedrigung bei grofsen Dimensionen des Apparates trotzdem einen erheblichen Zeitaufwand erfordert, im gegebenen Falle ca. 17 Stunden[1]), ist ja angesichts der unvermeidlichen Verluste durch Eindringen unerwünschter Wärme von aufsen und der Notwendigkeit, auch die ganze beträchtliche Metallmasse der Doppelspirale und des Gefäfses T abzukühlen, erklärlich.

Dieses Eindringen von Wärme steigert sich naturgemäfs mit abnehmender Temperatur im Innern der Doppelspirale und des Gefäfses T und erreicht sein Maximum in dem Momente, in welchem die Verflüssigung beginnt. Alsdann würde notwendig der Druck in allen Teilen der Vorrichtung rasch sinken, da die verflüssigte Luftmenge nicht mehr an der Zirkulation teilnimmt. Um nun ein kontinuierliches Arbeiten im Beharrungszustand zu ermöglichen, ist es notwendig, den Niederschlag in T

---

[1]) Diese Zeitdauer und damit auch das Verhältnis der schädlichen Einstrahlungsverluste zur nutzbaren Kälteleistung nimmt naturgemäfs ab, wenn die den Apparat passierende Luftmenge steigt, d. h. bei Anwendung gröfserer bezw. rascher laufender Kompressoren.

durch frisch eingepumpte Luft zu ersetzen. Dies geschieht durch einen in der Skizze nicht verzeichneten Kompressor, welcher frische Luft aus der Atmosphäre, die vorher in einem mit Chlorcalcium gefüllten Cylinder nahezu vollständig getrocknet wurde, ansaugt und auf die Maximalpressung im Verflüssigungsapparate komprimiert. Die Kompressionswärme wird dieser Luft in einem dem Kühler *J* genau entsprechenden Apparate vorher entzogen, sodafs dieselbe, bei *A* eintretend, sich an der Stelle *B* mit der in Cirkulation befindlichen Luft sofort vereinigen kann.

Auf die Trocknung der frischen Luft mufs die gröfste Sorgfalt verwendet werden, da nicht nur der Wassergehalt derselben beim Niederschlagen und nachherigen Gefrieren erhebliche schädliche Wärmemengen frei werden läfst, sondern das etwa gebildete Eis bald die Rohrleitungen verstopfen und jedes Weiterarbeiten unmöglich machen würde. In der Versuchsvorrichtung von Linde waren übrigens diese Schwierigkeiten vollständig überwunden worden, sodafs sich keine Störung durch Wasserniederschläge oder Eisbildung gezeigt hat.

Diese gebildete Flüssigkeit konnte schliefslich durch das aufserhalb des Kühlers befindliche Ventil *V* abgelassen werden. Sie zeigt im allgemeinen die Eigenschaften flüssigen Sauerstoffes, von dem sie bis zu 70 % enthält, während die Luft in der Atmosphäre nur ca. 20 % besitzt. Auch ergab sich, wie schon von Dewar beobachtet worden war, dafs der noch restliche Stickstoffgehalt des gewonnenen Flüssigkeitsgemisches an der Atmosphäre rascher verdunstet als der Sauerstoff; nach einer Weile z. B. färbt sich das anfänglich farblose Gemisch,

welches an der Atmosphäre intensiv siedet, leicht bläulich, eine Färbung, welche dem flüssigen Sauerstoff zukommt.

Auf demselben Prinzip, wie der Lindesche Apparat, beruht ein neuerdings von W. Hampson in London konstruierter, der sich durch seine kompendiöse Form besonders für den Laboratoriumsgebrauch eignet. Er weicht von dem Lindeschen nur insofern ab, als die Zuleitung zum Regulierventil nicht in die Rückleitung als engeres Rohr verläuft, sondern in Form eines dünnen Kupferrohres mit zahlreichen Windungen in den von dem zurückkehrenden Gase erfüllten Innenraum des Apparates verlegt ist. An der intensiven Wirkung dieses Apparates, aus dem schon nach 16 Minuten flüssige Luft entnommen werden kann, erkennt man, dafs es wesentlich auf die Gröfse der Wärmedurchgangsfläche, weniger aber auf die Form derselben ankommt. Der Hampsonsche Apparat kann übrigens auch unter Umgehung des Kompressors durch eine das betreffende Gas mit etwa 200 Atm. enthaltende Bombe gespeist werden.

Zu solchen Pressungen war auch schon Linde übergegangen und zwar für den Betrieb seiner für den Laboratoriumsgebrauch bestimmten Apparate, deren Konstruktion aus Fig. 196 ersichtlich ist. Er ging dabei von der (im Gasgesetze begründeten) Thatsache aus, dafs die Verdichtungsarbeit einer bestimmten Gasmenge nicht durch die absoluten Pressungen, sondern nur durch das Pressungsverhältnis bestimmt ist, dafs also z. B. die Verdichtung von 1 kg Luft von 100 Atm. auf 200 Atm. dieselbe Arbeit erfordert, wie diejenige von 1 Atm. auf 2 Atm. Da nun anderseits die Thomsonsche Abkühlung mit der Pressungsdifferenz vor und hinter dem

Regulierventil wächst, so war bei der Wahl hoher Drucke eine raschere und intensivere Abkühlung bei verhältnismäfsig geringer Arbeitsleistung zu erwarten, als bei Anwendung mäfsiger Pressungen.

Der Lindesche Apparat arbeitet infolgedessen mit 2 Kompressoren, von denen der gröfsere *c* die Luft aus der Atmosphäre entnimmt und auf einen

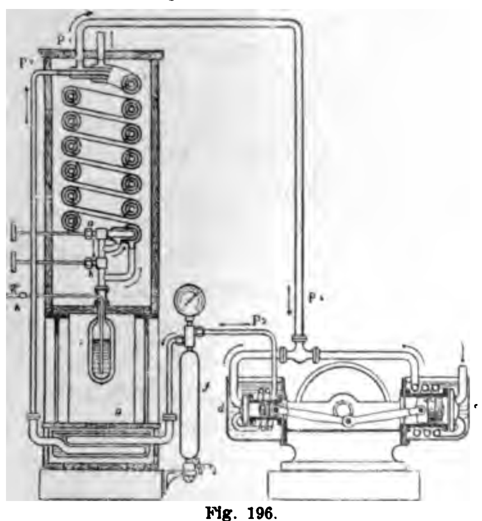


Fig. 196.

Druck $p_1 = 16$ Atm. verdichtet in die Saugleitung des kleineren Cylinders *d* pumpt, der seinerseits die Luftspannung auf $p_2 = 200$ Atm. erhöht. Die Cylinder sind mit Wassermänteln versehen, in denen auch noch Rohrspiralen zur Abkühlung der verdichteten Luft liegen. Die hochgespannte Luft gelangt nun durch eine zur Abscheidung von Feuchtigkeit und Schmieröl bestimmte, mit Manometer versehene Flasche *f*, und nach einer nochmaligen Abkühlung in *g* in das innerste Rohr der dreifachen Spirale des Verflüssigungsapparates, wird durch das

Regulierventil *a* auf 16 Atm. abgedrosselt und strömt dann gröfstenteils durch das mittlere Rohr wieder der Saugleitung des Hochdruckkompressors *d* zu, wo sie sich mit der vom Niederdruckkompressor gelieferten Druckluft vereinigt. Ein kleinerer Teil der in *a* abgedrosselten Luft tritt weiter durch das Regulierventil *b*, hinter dem nunmehr die tiefste Temperatur erreicht wird und zwar bei einer Pressung wenig höher als der Atmosphärendruck. Die verflüssigte Luft sammelt sich alsdann in der Dewarschen doppelwandigen Flasche *c*, aus der sie durch das Hähnchen *h* abgelassen werden kann, während der noch gasförmige Rest unter Abgabe seiner Kälte durch das andere Rohr des Apparates ins Freie entweicht. Mit einem solchen, übrigens recht kompendiösen und bequem zu handhabenden Apparate, bei dem die Verflüssigung etwa nach $1^1/_2$ bis 2stündigem Arbeiten begann, erzielte man im darauffolgenden Beharrungszustande stündlich etwa 1 l sehr sauerstoffreiche Luft (etwa 1,1 kg) mit einem Arbeitsaufwand von 3 PS, etwa pro 1 PS und Stunde 0,37 kg.

Der industriellen Verwendung derartig verflüssigter Gase und besonders der Luft steht nun in der Unmöglichkeit, sie längere Zeit aufzubewahren, ein grofses Hindernis entgegen. Nichtsdestoweniger ist die flüssige Luft (Oxyliquid genannt) nicht blofs ihrer intensiven Kältewirkung wegen geschätzt, sondern hat sich auch in die Sprengstofftechnik eingeführt. Man stellt jetzt mit Holzkohlepulver gefüllte Patronen (bis zu 60 mm Durchm.) dar, welche durch einen Lindeschen Apparat dicht vor der Verwendungsstelle mit flüssiger Luft getränkt werden, und die wenigstens auf eine Zeitdauer bis zu

15 Minuten ihre volle Sprengkraft behalten. Die Isolierung der Patronen geschieht durch Papierhülsen, die Zündung auf gewöhnlichem Wege durch Knallquecksilberkapsel und Bickford-Schnur.

Der Schwerpunkt des Lindeschen Verfahrens liegt indessen weniger hierin, als in der durch die obengenannten Thatsachen ermöglichten **Trennung der beiden in der Luft gemischten Gase auf mechanischem Wege.** Zu diesem Zwecke verflüssigt Linde (siehe Fig. 197) die in der Druckleitung herankommende, hochgespannte Luft gröfstenteils schon vor dem Regulierventil r_1, indem er sie noch durch ein Spiralrohr, welches im Sammeltopfe S selbst liegt, hindurchströmen, das sauerstoffreiche Kondensat im Sammeltopfe dagegen durch ein weiteres Regulierventil r_2 in einen zweiten Gegenstromapparat übertreten läfst, in welchem es vollständig verdampft und seine niedere Temperatur so der in diesem Apparate, der ebenfalls aus zwei ineinander gesteckten Rohrspiralen besteht, herankommenden Luft mitteilt. Die hochgespannte Luft wird demnach schon vorher in 2 Druckleitungen O und N übergeführt, welche sich erst vor dem Sammeltopfe bei b vereinigen; werden nun die Pres-

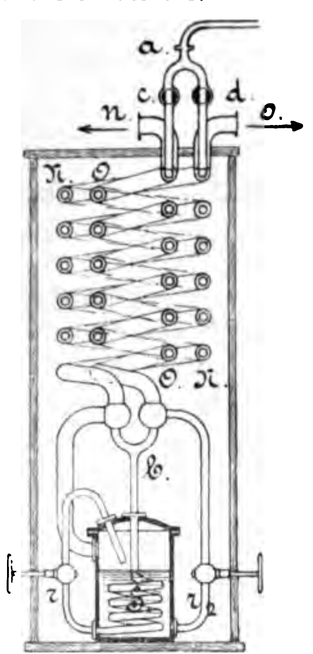


Fig. 197.

sungen so geregelt, dafs im Sammeltopfe nur mehr ein kleiner Überdruck über die äufsere Spannung besteht, so kann man auf diese Weise unter Wiedergewinnung der gesamten Kälte in der verflüssigten Luft am äufseren Ende des einen Gegenstromapparates nahezu reinen Stickstoff, am anderen dagegen Sauerstoff von atmosphärischem Drucke und ca. 0^0 auffangen.

Über die hierbei erzielte Ausbeute an Sauerstoff, der naturgemäfs nicht rein sein kann, sind noch keine Erfahrungswerte veröffentlicht, darum wäre es auch verfrüht, über die Konkurrenzfähigkeit dieses, jedenfalls genial erdachten Verfahrens mit den bisher gebräuchlichen rein chemischen Methoden (z. B. der Brinschen aus Baryumsuperoxyd, welches durch Sauerstoffaufnahme aus der Luft immer wieder regeneriert werden kann) ein Urteil zu fällen.

Wenn sich auch nicht alle Hoffnungen erfüllen sollten, welche man an die Lindeschen Methoden geknüpft hat, so steht doch soviel fest, dafs durch dieselben die Technik der tiefen Temperaturen um ein neues, gegenüber den älteren Verfahren nicht nur wirksameres, sondern auch viel einfacheres Mittel bereichert wurde, welches sich würdig an die an sich schon bedeutsame Ausbildung der Ammoniakkompressionsmaschine, die man ja ebenfalls Linde verdankt, anreiht.

Kapitel X.

Die Feststellung der Leistung von Kühlmaschinen.

41. Nachweis der Kälteleistung aus der Eiserzeugung. Der immer schärfer werdende Konkurrenzkampf auf dem Gebiete der Kälte-Industrie hat neben mancherlei praktischen Übelständen, welche sich hauptsächlich auf die Zahlungsbedingungen erstrecken, doch entschiedene Fortschritte in der Ausführung der Kühlmaschinen zur Folge gehabt. Dies macht sich vor allem in der Präcision der in der Neuzeit angebotenen und — was die Hauptsache ist — meistens auch ohne Schwierigkeit eingehaltenen Garantien in Bezug auf Leistung und Arbeits- bezw. Dampfverbrauch solcher Anlagen vorteilhaft geltend. Auch auf Nachweis dieser Garantien, der früher nur selten und dann auch vorwiegend durch Ingenieure der ausführenden Fabriken dem Besteller geliefert wurde, wird jetzt viel mehr Wert gelegt und die Vornahme solcher Versuche trotz der damit notwendig verbundenen Kosten durch unparteiische Sachverständige bevorzugt. Im folgenden sollen nun die bei solchen Versuchen angewandten Methoden kurz besprochen und in Bezug auf ihre Zuverlässigkeit einer Kritik unterzogen werden. Diese Erörterung

dürfte um so notwendiger sein, als man sich mit der Versuchsanordnung dem praktischen Betriebe, der häufig nicht einmal auf kürzere Zeit, d. h. mehrere Stunden, unterbrochen werden darf, anschliefsen mufs, auch wenn darunter die Genauigkeit der zu gewinnenden Ergebnisse etwas leiden sollte. Immerhin läfst sich bei einiger Sorgfalt und der mit der Zeit sich einstellenden Gewandtheit fast stets eine recht befriedigende Genauigkeit erreichen, welche die Beurteilung der wichtigsten Garantiewerte ermöglicht.

Von der Ermittelung der häufig auch der Garantie unterworfenen Kompressorarbeit können wir an dieser Stelle absehen, da wir dieselbe schon in § 20 eingehend erörtert haben.

Die hier in Frage kommenden Versuche bezeichnet man, da ihr Hauptzweck die Ermittelung einer Wärmemenge, d. i. der Kälteleistung während der Zeiteinheit und zwar unter vorgeschriebenen Temperaturverhältnissen, ist, im allgemeinen als kalorimetrische Versuche. Wärmemengen sind aber nur nachweisbar an ihren körperlichen Trägern, deren Natur, insbesondere deren Aggregatzustand demnach für den Versuch als mafsgebend anzusehen ist.

Scheinbar am bequemsten gestaltet sich nun die Wägung fester Körper, also z. B. der Nachweis der Kälteleistung einer Maschine durch das gebildete Eis, dessen Schmelzwärme mit 79 Cal. pro 1 kg für atmosphärischen Druck als bekannt und unveränderlich angesehen werden darf. Wenn es auch keine Schwierigkeiten bietet, die Temperatur des Gefrierwassers vor seinem Einbringen in die Eiszellen des sog. Generators zu messen, so ist doch

diejenige des erzeugten Eises, welche bei der langen Gefrierdauer wohl meist der mittleren Sooletemperatur im Generator gleich ist, weniger sicher, und schliefslich darf man nicht übersehen, dafs die Wägung nur mit einzelnen ausgehobenen Blöcken vorgenommen werden kann, da die vollständige Wägung ganzer Zellenreihen in gefülltem und leerem Zustande, insbesondere bei grofsen Generatoren, zu zeitraubend ist. Das Ausbringen der Eisblöcke ist aber erst nach dem Eintauchen der gefüllten Zellen in ein Abtaugefäfs möglich, also durch einen gewissen Schmelzverlust, der sich, da ein Auffangen des Schmelzwassers beim Umkippen der Zellen unthunlich ist, jeder Ermittelung entzieht. Man behilft sich darum meistens mit der Abwägung einzelner Blöcke als Stichproben, wobei auf eine möglichst gleichartige Füllung der einzelnen Zellenreihen zu achten ist, und schätzt den Schmelzverlust auf etwa 5 bis 10%. Das Gesamtergebnis dieses Verfahrens kann demnach auch bei sorgfältigster Temperaturbestimmung nur sehr wenig genau ausfallen, weshalb die Ermittelung der Kälte aus der Eisleistung einer Maschine mit Recht auch als die ungenaueste Versuchsmethode angesehen werden mufs. Einer Verbesserung ist dieselbe indessen dadurch fähig, dafs man die Zellen mit Wasser möglichst gleichartig füllt und die Füllung selbst etwa durch Ausmessung der sog. Füllvorrichtung bestimmt. Diese Ausmessung geschieht bei unregelmäfsiger Form des Gefäfses am einfachsten durch Einbringen einer vorher abgewogenen, zur Füllung sämtlicher Zellen einer Reihe hinreichenden Wassermenge, deren Spiegelhöhe alsdann durch eine Marke festgehalten wird. Bis zu dieser Höhe mufs

alsdann jedesmal nachgefüllt werden, um sicher zu sein, dafs jede Zellenreihe dieselbe Wassermenge erhält. Ist das Füllgefäfs mit einem Überlaufe versehen, so bildet die Unterkante desselben diese Marke, wodurch die Kontrolle der gleichmäfsigen Füllung der Reihen sehr erleichtert wird. Um die Füllung der einzelnen Zellen braucht man sich dann ebenso wenig zu kümmern, wie um den Schmelzverlust beim Ausbringen des Eises. Diese Methode ist entschieden viel genauer als die mehrfach ausgeführte Entnahme von Stichproben einzelner Zellen, deren mittlere Füllung durch die Spiegelhöhe festgestellt wird. Immerhin darf man nicht vergessen, dafs infolge der unsicheren Feststellung der wirklichen Mitteltemperatur der Eisblöcke eine Ungenauigkeit übrig bleibt, welche niemals ganz beseitigt, sondern nur durch ein etwas längeres Verweilen der schon fertigen Eisblöcke im Generator, sofern dies zulässig ist, vermindert werden kann. Dieses Verweilen bringt nämlich einen Ausgleich der Temperatur im Innern der Blöcke mit derjenigen an der Aufsenfläche mit sich, der indessen bei der geringen Wärmeleitungsfähigkeit des Eises nur langsam sich vollzieht. Da die spezifische Wärme des Eises nahezu $= 0{,}5$ ist, und die mittlere Sooletemperatur der meisten Generatoren sich um $- 6^0$ C. bewegt, so entspricht der Abkühlung des Eises vom Gefrierpunkt auf die Sooletemperatur eine Wärmemenge von $0{,}5 \cdot 6 = 3$ Cal. für je 1 kg. Wird jedoch der Block unmittelbar nach dem Ausfrieren des Kernes, der dann keine tiefere Temperatur als 0^0 C. besitzt, ausgehoben, so kann man die Mitteltemperatur des Eises auf etwa $- 3^0$ bis $- 4^0$ C. abschätzen, was einer Abkühlungswärme von 1,5 bis 2 Cal. pro 1 kg

entspricht. Innerhalb der Differenz von höchstens 1,5 Cal. pro 1 kg bewegt sich demnach der bei dieser Methode in Frage kommende Fehler. Wird das Eis aus Wasser von + 10° C. gebildet, so erfordert 1 kg bis zum Gefrieren eine Wärme-Entziehung von 10 + 79 = 89 Cal., bezw. mit der Abkühlung des Eises 92 bezw. 90,5 Cal., so dafs der Fehler im ganzen noch nicht 2% beträgt. Damit aber kann man im allgemeinen zufrieden sein, da, wie wir später sehen werden, eine gröfsere Genauigkeit auch mit anderen Methoden nicht erzielt werden kann.

Wenn sich somit das Ermittelungsverfahren der Kälteleistung von Eismaschinen dadurch verbessern läfst, dafs man statt des gewonnenen Eises die zu seiner Bildung eingebrachte Wassermenge feststellt, so hat man immerhin nur die reine Nettoleistung der Maschine bestimmt. Vergleicht man dann dieselbe mit entsprechenden Worten an Kühlmaschinen, denen die Wärme durch eine zirkulierende Soolemenge (wie z. B. bei der Kellerkühlung von Brauereien) zugeführt wird, so wird man diese meistens bei derselben Maschinenarbeit, sowie denselben Temperaturen im Verdampfer und Kondensator gröfser, also günstiger finden. Den Aufschlufs für diese Erscheinung liefert dann die Wärmebilanz, d. h. die gleichzeitige Feststellung der indizierten Kompressorarbeit und der Kondensatorleistung. Zieht man das Äquivalent der ersteren (d. h. die Anzahl der Pferdestärken, multipliziert mit 636,8, der Zahl der Wärme-Einheiten, welche durch Vernichtung von 1 PS. entstehen) von der letzteren ab, so erhält man die Bruttokälteleistung der Maschine, welche sich bei reinen Eismaschinen in der That

meist bedeutend gröfser als die oben besprochene Nettoleistung herausstellt. Arbeitet nun der Kondensator unter Temperaturen, welche sich nur wenig von der Temperatur ihrer Umgebung unterscheiden, so kann man die auf denselben einwirkenden Nebenumstände vernachlässigen, und die Differenz der Brutto- und Nettokälteleistung stellt nichts anderes dar als die Verluste, welche durch Eindringen äufserer Wärme auf dem Wege der Leitung und Strahlung in dem Generator entstehen. Bei Eisgeneratoren ist nun wegen des erheblichen Raumes, den die Eiszellen mit der sie umgebenden Soole einnehmen, die diesen störenden Einflüssen ausgesetzte Oberfläche viel gröfser wie bei gewöhnlichen Verdampfern, womit die relativ bedeutenden Verluste hinreichend begründet erscheinen.

Zum Schlusse mag noch darauf hingewiesen werden, dafs mit dem eben geschilderten Verfahren einigermafsen zuverlässige Ergebnisse nur dann erreichbar sind, wenn streng auf die Einhaltung des Beharrungszustandes geachtet wird, d. h. wenn die Temperatur der Salzsoole infolge gleichmäfsigen Ersatzes des entnommenen Eises durch eingebrachtes Wasser thunlichst in denselben Zeitabschnitten aufrecht erhalten wird. Insbesondere sollte die schliefsliche Temperatur der Soole, um alle mehr oder weniger ungenauen Korrektionen zu vermeiden, stets mit der anfänglichen übereinstimmen. Bemerkt man gegen das Ende des Versuches ein Steigen der Sooletemperatur, so wird man demselben durch ein- oder zweimalige Verlängerung der Periode der Eisentnahme vorbeugen können, während man beim Sinken der Temperatur die Entnahme etwas beschleunigt. Dabei darf aber keinesfalls übersehen

werden, dafs die etwa rascher entnommenen Reihen auch wirklich durchgefroren sind, da andernfalls leicht ein sehr bedeutender Fehler sich einschleichen kann.

42. Das Abkühlungsverfahren. Läfst sich bei einer Kühlmaschine ein Beharrungszustand überhaupt nicht erzielen, etwa infolge zeitweiliger Einschaltung von Süfswasserkühlern und Eisgeneratoren im Brauereibetriebe, oder aber steht den mit der Untersuchung betrauten Personen keine Zeit zur Vorbereitung derselben bezw. zur Erzielung des Beharrungszustandes zur Verfügung, so bleibt meistens nichts anderes übrig, als unter Ausschaltung aller äufseren Wärmequellen auf kurze Zeit den Verdampfer allein mit seinem Sooleinhalt von einer bestimmten oberen Temperatur auf eine tiefere herunterzukühlen. Dient der Verdampfer gleichzeitig als Eisgenerator, so sind die Zellen aus demselben vorher zu entfernen und soviel Soole nachzufüllen, dafs dieselbe ihre normale Höhe wieder besitzt. Bleibt alsdann das Rührwerk im Gange, so arbeitet die Maschine — abgesehen von der ständigen Temperaturabnahme im Verdampfer — unter normalen Verhältnissen. Es braucht wohl kaum hervorgehoben zu werden, dafs man die Sooletemperatur nicht nur in kurzen Intervallen, etwa alle 10 Minuten, sondern auch an mehreren Stellen im Generator ablesen sollte, um zuverlässige Mittelwerte für jeden

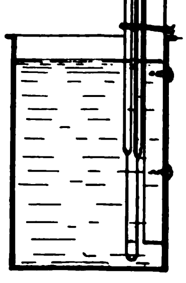


Fig. 198.

Zeitpunkt zu gewinnen. Die hierbei entstehende Schwierigkeit der Feststellung der Sooletemperatur in gröfseren Tiefen läfst sich leicht dadurch umgehen, dafs man die Thermometer, wie in Fig. 198 angedeutet, in Blechbüchsen (zur Not sind alte Konservenbüchsen verwendbar) vermittelst eines langen Holzstieles befestigt und eventuell durch einige Bleigewichte beschwert in den Apparat versenkt. Beim raschen Herausheben bleibt alsdann das Thermometer in derselben Soole, die es unten umgeben hat, und zeigt aufsen ohne nennenswerten Fehler deren Temperatur an. Sind dagegen, wie z. B. an Lindeschen Luftkühlapparaten, seitliche, in das Innere der Soole ragende, mit Glycerin oder Soole gefüllte Thermometerhülsen vorhanden, so umwickelt man zweckmäfsig die Kugel des Thermometers mit leichtem Stoff oder Putzwolle, damit nicht schon beim Herausziehen zum Zwecke der Ablesung der Faden infolge des Einflusses der Aufsentemperatur steigt.

Nach diesen geringfügigen Vorkehrungen verläuft der Versuch, bei dem man nicht verfehlen wird, wenn möglich den Kompressor zu indizieren und die Kondensatorleistung (worauf wir weiter unten noch zurückkommen) festzustellen, ganz glatt und ist meistens, wenn man etwa bei einer Sooletemperatur von 0° angefangen hat und die Abkühlung bis etwa — 7 bis 8° fortsetzt, in 1 bis 2 Stunden erledigt.

Die beobachteten mittleren Temperaturen trägt man zweckmäfsig als Funktion der Zeit graphisch auf und erhält so ein Diagramm, wie es in Fig. 199 dargestellt ist. Die Temperaturkurve wird, wenn die Umdrehungszahl der Maschine während des Versuches keine erheblichen Schwankungen erlitten

und auch sonst keine störenden Einflüsse dazwischengetreten sind, stets einen stetigen Verlauf nehmen, so zwar, dafs die Temperatur anfänglich stärker, bei tieferen Sooletemperaturen dagegen langsamer sinkt. Diese Stetigkeit bietet überdies Gelegenheit, etwaige fehlerhafte Ablesungen nachträglich zu korrigieren, weshalb man bei diesem Verfahren niemals die Aufzeichnung der Temperaturkurve versäumen sollte. Diese Aufzeichnung ist aber auch dadurch von grofsem Nutzen, weil sie geeignet ist, auf einen für diesen Versuch manchmal sehr störenden Umstand aufmerksam zu machen. Zeigt nämlich die Temperaturkurve eine auffallende Unstetigkeit an einer bestimmten Stelle, wie z. B. in Fig. 200 bei — 3,5 °, so mufs man auf das plötzliche Hinzutreten einer vorher unwirksamen Wärmequelle schliefsen. Diese liegt nach den Erfahrungen des Verfassers stets im Ausscheiden von Salz aus der in diesem Falle zu schwachen Soole auf der Oberfläche der Verdampferrohre.

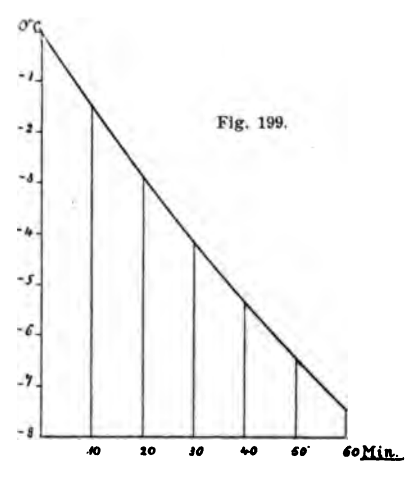


Fig. 199.

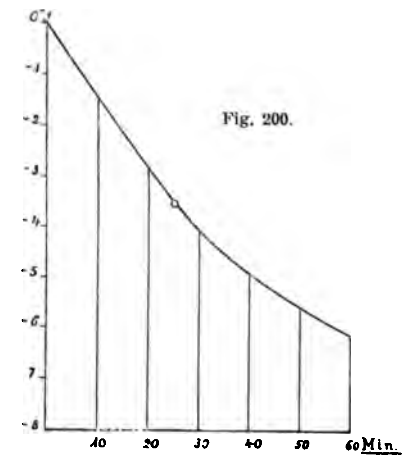


Fig. 200.

Von der Richtigkeit dieser Vermutung kann man sich leicht durch den Vergleich der durch das Verdampfermanometer angezeigten Temperatur im Innern dieser Rohre mit der gleichzeitig in der Soole herrschenden überzeugen. Man wird in diesem Falle stets Differenzen von 8 bis 10° C. feststellen, während unter normalen Verhältnissen, unter denen die Rohre nicht mit einer isolierenden Salz- und Eisschicht bedeckt sind, diese Differenz 4 bis 6° beträgt. Diese insbesondere bei Luftkühlapparaten, deren Soole mit der zu kühlenden Luft in Berührung kommt und dieser Wasser entziehend längere Zeit vor dem Versuche keine Verstärkung durch Salzzusatz erfahren hat, recht häufige Erscheinung deutet darum auch auf ein sehr unökonomisches Arbeiten der Anlage hin. Man erkennt daraus, dafs es durchaus nicht genügt, den Salzgehalt der Soole so hoch zu bemessen, dafs er bei der tiefsten Sooletemperatur dieselbe vor dem Gefrieren schützt, sondern dafs hierfür ein der Temperatur im Innern der Rohre nahekommender Wert mafsgebend ist.

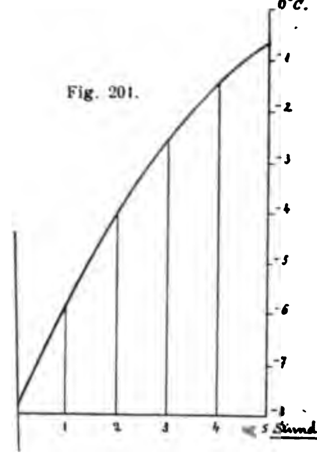


Fig. 201.

An den Abkühlungsversuch wird häufig, um den Einflufs der Umgebung des in Frage stehenden Apparates festzustellen, ein Erwärmungsversuch bei ausgeschaltetem Kompressor und geschlossenem Regulierventil, aber in Bewegung bleibendem Rührwerk angeschlossen und, wenn möglich, so lange

fortgesetzt, bis die anfängliche Temperatur wieder erreicht ist. Dies wird natürlich um so langsamer geschehen, je näher die übrigens als gleichbleibend vorausgesetzte äufsere Temperatur derjenigen in der Soole liegt, und je besser der Apparat isoliert ist. Die diesem Versuch entsprechende Temperaturkurve wird demnach einen Verlauf etwa nach Fig 201 annehmen. Sind die Rohre dagegen mit ausgeschiedenem Salz oder Eis bedeckt, so wird dieses zunächst wieder unter dem Einflusse der von aufsen eindringenden Wärme aufgelöst, sodafs oft längere Zeit hindurch gar keine Temperaturzunahme bemerkbar ist. In diesem Falle hat der Erwärmungsversuch naturgemäfs keinen Zweck, wie denn auch der vorhergehende Abkühlungsversuch wenigstens unterhalb der Unstetigkeitsstelle der Temperaturkurve Fig. 200 als unbrauchbar anzusehen ist.

Was nun die Verwendung dieser Versuchsergebnisse zur Ermittelung der Kälteleistung betrifft, so verfährt man gewöhnlich in der Weise, dafs man zunächst aus der im Verdampfer befindlichen Soolemenge und dem (meist aus der Versandtfaktura oder der Konstruktionszeichnung zu entnehmenden) Metallgewicht des Gefäfses und der darin befindlichen Rohre mit Hilfe der spezifischen Wärmen dieser Gröfsen den Wasserwert W der abgekühlten Masse bestimmt. Dabei bleibt die Isolation, deren Temperaturänderung sich durchaus der Beobachtung entzieht, während auch ihr Gewicht selten und ihre spezifische Wärme niemals genau bekannt sind, unberücksichtigt, was man damit begründet, dafs dagegen die Abkühlung der Metallteile derjenigen der Soole gleich und darum zweifellos etwas zu hoch ange-

nommen wurde. In dieser Vernachlässigung der Isolation einerseits und der Annahme über die Abkühlung der Metallteile, liegt nun die Schwäche des ganzen Verfahrens, welche auch nicht durch einen darangeschlossenen Erwärmungsversuch, der für sich nur die mit derselben Ungenauigkeit behaftete äufsere Wärme ergibt, beseitigt werden kann. Eine gewisse Kontrolle wird indessen ermöglicht durch die schon oben als zweckmäfsig bezeichnete gleichzeitige Feststellung der Kompressor- und Kondensatorleistung, aus denen sich die theoretische Kälteleistung Q ergibt. Hat man nun z. B. eine stündliche Abkühlung innerhalb des der Garantie entsprechenden Temperaturintervalles von t^0 gefunden und festgestellt, dafs weiterhin beim Erwärmungsversuche bei den gleichen Mitteltemperaturen der Soole und Umgebung in derselben Zeit die erstere um Δt stieg, so mufs die Gleichung

$$Q = W\,(t + \Delta t) \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (1$$

erfüllt sein. Hieraus kann man nun rückwärts W bestimmen und diesen Wert mit dem oben aus den Gewichten und der spezifischen Wärme berechneten vergleichen. Mit einer Übereinstimmung bis auf 4% mufs man sich im allgemeinen begnügen und kann dann den Wert Wt als Nettokälteleistung aussprechen. Wenn auch dieses Verfahren hiernach eine ziemlich bescheidene Genauigkeit[1]) zuläfst, so wird es doch recht häufig angewandt und zwar nicht allein aus den im Eingang erwähnten Gründen, sondern auch, weil es wenigstens gestattet, die ver-

[1]) Natürlich darf man nicht auch noch den Wasserwert der Metallteile des Gefäfses vernachlässigen. der insbesondere bei mittleren und kleineren Verdampfern leicht bis zu 20% desjenigen der Soole ausmacht.

hältnismäfsige Abnahme der Kälteleistung bei — sonst gleiche Zustände vorausgesetzt — immer tiefer sinkenden Verdampfertemperaturen festzustellen. Hierzu habe ich es auch selbst mehrfach mit Erfolg benutzt und manche praktische Erfahrung über das Verhalten einzelner Maschinen bei sinkenden Temperaturen daraus gewonnen.

Die in der Unbestimmtheit des Wasserwertes W, welche insbesondere dann besonders schwer wiegt, wenn z. B. bei Verdunstungskondensatoren die Ermittelung der Bruttokälteleistung und mit derselben die Kontrolle von Q nicht durchführbar ist, liegende Ungenauigkeit läfst sich übrigens durch einen zweiten Versuch beseitigen, den man nach Vergröfserung von W um einen bekannten Betrag vornimmt. Zu diesem Zwecke vermehrt oder vermindert man einfach die im Apparate enthaltene Soolemenge und erhält alsdann, wenn w den Wasserwert des Zusatzes bedeutet, mit derselben Kälteleistung

$$Q = (W + w)\,)t' + \varDelta t') \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (2$$

Aus (1) und (2) folgt schliefslich

$$W = \frac{w\,(t' - \varDelta t')}{t - t' + \varDelta t - \varDelta t'} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (3$$

Dieses Verfahren hat den grofsen Vorzug, dafs man die ganze Messung des Wasserwertes an einem Körper von verhältnismäfsig geringem Gewicht aufserhalb des Verdampfers, also mit beliebiger Genauigkeit vornehmen kann. Es ist dies aber auch um so notwendiger, als alle Fehler, welche hierbei begangen werden, in gleichem Verhältnis zu der Gröfse W auftreten, wie aus (3) deutlich hervorgeht. Hat man z. B. durch den ersten Versuch eine Temperaturabnahme von $t = 3{,}5^0$ und eine nachherige Erwär-

mung von $\varDelta t = 0{,}2^0$ pro Stunde bei derselben Mitteltemperatur gefunden, so ist

$$Q = W \cdot 3{,}7.$$

Nach dem Einfüllen von 1000 l Soole mit der spezifischen Wärme $c = 0{,}9$ (entsprechend der schon vorhandenen) pro 1 l, also eines Körpers vom Wasserwert 900, ergibt sich mit derselben Kälteleistung im zweiten Versuch $t' = 3{,}2^0$ und für die Erwärmung wieder $0{,}2^0$, also

$$Q = (W + 900) \cdot 3{,}4.$$

Dann ist nach dem Gleichsetzen

$$W = \frac{900 \cdot 3{,}4}{3{,}7 - 3{,}4} = 10200.$$

Die Genauigkeit hängt hiernach nicht allein von derjenigen ab, mit welcher W ermittelt wurde, sondern auch von der Temperaturmessung, auf die mithin die gröfste Sorgfalt verwandt werden mufs. Gerade hierfür aber ist die oben erläuterte Aufzeichnung des Temperaturdiagramms von hohem Werte. Schliefslich sei noch erwähnt, dafs man nicht etwa nur Wasser in den Generator zur Veränderung von W einfüllen sollte, da man hierdurch leicht eine zu schwache Soole erhält und Störungen, wie sie in Fig. 200 angedeutet sind, gewärtigen mufs.

43. Feststellung der Kälteleistung bei konstanter Temperatur durch Kondensation von Wasserdampf. Bezieht sich die garantierte Kälteleistung auf eine bestimmte Temperatur (etwa -5^0) im Salzbade, so erlaubt die Abkühlungsmethode wohl mit leidlicher Genauigkeit die Leistung innerhalb eines die erwähnte Temperatur als Mittelwert umfassenden Temperaturintervalles zu ermitteln, wenn die Hinzufügung oder Entnahme einer gewissen Lösungsmenge

zur Feststellung des wahren Wasserwertes der Gesamtmasse möglich, bezw. zulässig erscheint. Dies letztere ist nun leider insbesondere bei Luftkühlapparaten kaum jemals der Fall, und deshalb konnten die mit der Abkühlungsmethode bisher erzielten Ergebnisse oft nur als recht rohe Annäherungen betrachtet werden. Daher dürfte der Vorschlag des früheren Oberingenieurs Prefsl der Gesellschaft für Lindes Eismaschinen, durch Kondensation von Wasserdampf die entwickelte Kälteleistung zu vernichten und gleichzeitig durch Auffangen und Wägen des niedergeschlagenen Wassers zu messen, um so eher allgemeinen Anklang finden, als hierbei unmittelbar die wirkliche Nettokälteleistung unabhängig von den Strahlungs- und Leitungsverlusten festgestellt wird, und der Zeitaufwand zur Gewinnung zuverlässiger Resultate im Beharrungszustande sehr gering ist. Verfasser hat diese Methode in den letzten Jahren wiederholt angewendet und recht befriedigende Ergebnisse mit derselben erzielt. Die ganze oder teilweise Vernichtung der Kälteleistung durch Wasserdampf bei Versuchen ist ja an sich nicht neu, wohl aber die Messung derselben durch das Kondensat. Diese letztere erfordert auch eine Anzahl von Vorsichtsmafsregeln, deren Nichtbeachtung leicht das Scheitern des ganzen Versuches zur Folge hat. Zunächst wollen wir das Versuchsverfahren schildern.

In den zu untersuchenden Apparat (Luftkühler u. s. w.) wird senkrecht zur Sooleströmung eine aus dünnwandigem, aber solid hergestelltem Kupferrohr[1])

---

[1]) Die Spirale ist demselben Probedruck, wie der Kessel, welchem der Dampf entnommen wird, zu unterwerfen und auch mit Luft unter Wasser auf Dichtheit zu untersuchen.

gefertigte Spirale (siehe Fig. 202 und 203) eingehängt, deren beide Enden sich aufserhalb des Salzbades befinden müssen und mit gewöhnlichen Flanschen versehen sind. Unmittelbar an das eine Ende wird ein Manometer und alsdann ein Dampfventil angeschlossen, während kurz von demselben sich ein Wasserabscheider (Kondenstopf) befindet, der so einzustellen ist, dafs er während des Versuches nicht

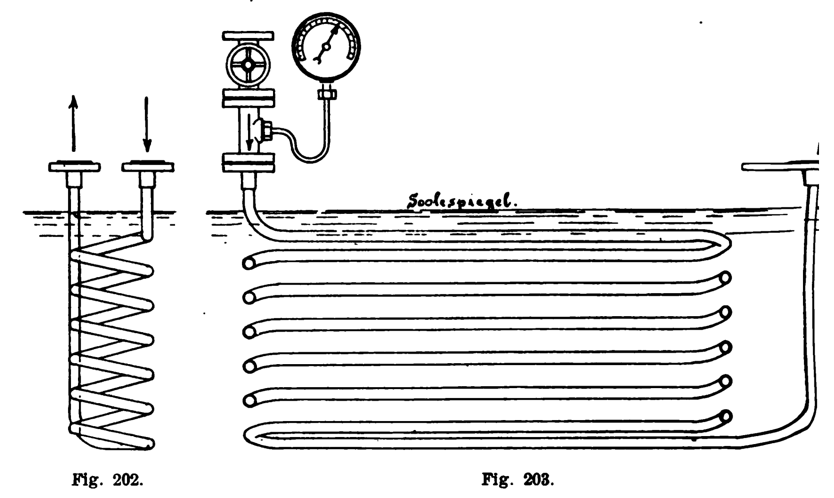


Fig. 202. Fig. 203.

nur alles Wasser der Dampfzuführungsleitung, sondern auch noch reichlich Dampf ins Freie läfst. Nur dadurch ist man sicher, dafs in die Spirale wirklich trockener Dampf eintritt, dessen Temperatur sich aus den Manometerangaben ermitteln läfst. Um in der Spirale während des Versuches den Druck gleichmäfsig aufrecht zu erhalten, befindet sich auch am anderen Ende derselben ein Ventil, dessen Öffnung gerade hinreicht, das gebildete Wasser unter dem inneren Drucke entweichen zu lassen. Es wird alsdann durch einen Gummischlauch dem mög-

lichst nahe befindlichen Mefsgefäfs, welches zweckmäfsig auf einer Wage steht, zugeführt. Während des Versuches werden nun die beiden Ventile an der Spirale so reguliert, dafs einerseits der Wasseraustritt möglichst gleichmäfsig, anderseits aber die Temperatur der Soole nahezu konstant bleibt. Ein vorher gut eingeschulter Monteur oder Maschinist mufs, soll der Versuch gelingen, diesen Dingen seine volle Aufmerksamkeit dauernd zuwenden.

Bevor ich mich zur Aufzeichnung und Verwertung der Versuchsdaten wende, dürften noch einige Bemerkungen über die Dimensionen der Spirale im Verhältnis zu der erwarteten Kälteleistung am Platze sein. Zunächst erscheint es selbstverständlich, dafs eine Bildung von Eis an irgend einer Stelle im Innern der Spirale, welche in kürzester Zeit zum Einfrieren derselben führen mufs, auf alle Fälle zu vermeiden ist. Dies setzt aber voraus, dafs das Kondensat nicht allein nur einen kurzen Weg in der Spirale zurücklegen, sondern auch eine gewisse Mindestgeschwindigkeit, die ich zu etwa 0,12 m pro Sekunde ermittelt habe, nicht unterschreiten darf. Mit dieser Geschwindigkeit ist aber bei gegebener (das heifst zu erwartender) Kälteleistung der gröfste Rohrdurchmesser bestimmt, während sich die Länge der Spirale aus dem Wärmedurchgang pro 1 qm der mittleren Heizfläche in der Stunde ergibt. Hält man den Dampfüberdruck in der Spirale auf etwa 3 kg/qcm (entsprechend einer Temperatur von rund $+ 143^0$), während im Salzbade eine Temperatur von $- 5^0$ herrscht, so darf man den stündlichen Wärmedurchgang durch 1 qm der beiderseits blanken Wandung von der Stärke 1,5—2 mm auf etwa 200000 Cal. veranschlagen, was einem Wärmedurchgangskoëffi-

zienten $k = 1350$ Cal. pro 1^0 Temperaturdifferenz entspricht.

Bei einer Kühlmaschine von ca 50000 Cal. stündlicher Leistung wird man beispielsweise einen sekundlichen Wasserniederschlag in der Spirale von 0,0280 l = 28 ccm erwarten dürfen, welche bei einer Geschwindigkeit von 0,14 m = 14 cm pro Sek. einen Querdurchschnitt von 2 qcm oder eine Lichtweite von $d = 15$ mm erfordern. Bei 1,5 mm Wandstärke beträgt die mittlere Heizfläche des Rohres (das ist Mittelwert zwischen der Innen- und Aufsenfläche) 0,055 qm pro lfd. m., so dafs mithin die Spirale eine soolebenetzte Länge von

$$\frac{60000}{200000} \cdot \frac{1}{0{,}055} = 6 \text{ m}$$

haben sollte.

Von gröfster Wichtigkeit ist für dieses Verfahren, dafs die ganze Spirale bis zum Steigrohr für das Kondensat ein ausreichendes Gefälle besitzt und nirgends Gelegenheit zur Bildung von Wassersäcken, welche unfehlbar einfrieren würden, bietet. Das Steigrohr selbst soll das Kondensat so rasch wie möglich aus dem Bereich der abkühlenden Soole entfernen, wird aber zweckmäfsig ganz vertikal angeordnet. Bei Beginn des Versuches läfst man zunächst eine etwas gröfsere Menge von Dampf, als es dem Beharrungszustande entspricht, hindurchstreichen, und reguliert erst dann, wenn man sicher ist, dafs keine Wasseransammlungen zu befürchten sind, den Dampfzutritt und damit die Spannung, sodafs die Sooletemperatur auf der gewünschten Höhe stehen bleibt und das austretende Wasser jedenfalls keine Dampfentwicklung mehr zeigt. Diese Temperatur wird so oft als möglich, am besten alle

5 Minuten, an mehreren Thermometern abgelesen und deren Mittelwert, wie auch beim Abkühlungsversuch, graphisch aufgetragen. Man erhält alsdann eine wie in Fig. 204 verlaufende Linie *V V*, deren Endpunkt (beim Versuchsschlufs) dieselbe Höhe

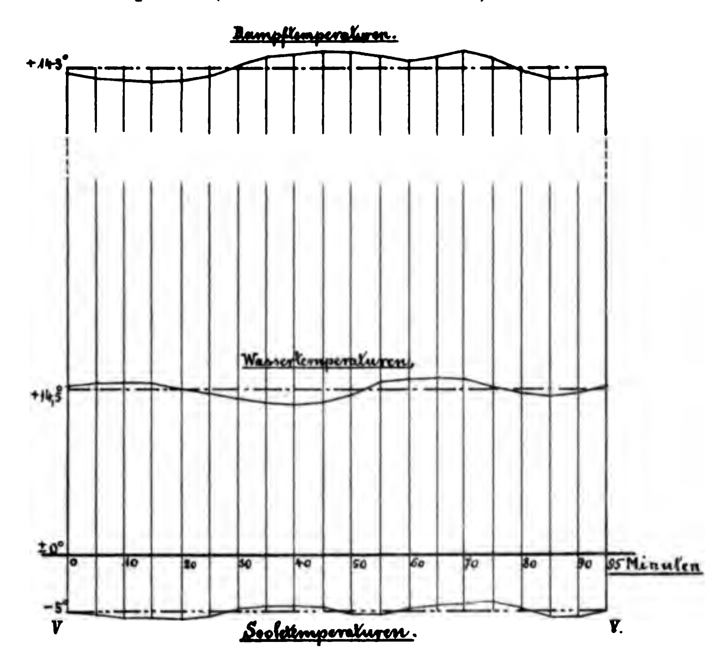


Fig. 204.

wie der Anfang besitzen mufs, wenn man lästige und unzuverlässige Korrektionsrechnungen vermeiden will. Dies hat man übrigens durch die Regulierung des Dampfzutrittes vollständig in der Hand. Die mittlere Höhe dieser Linie bezeichnet dann sofort die mittlere Temperatur der Soole während des Versuches.

In dasselbe Diagramm kann man sodann noch die Temperaturen des Dampfes (nach den Mano-

meterangaben der Dampftabelle zu entnehmen) und diejenigen des austretenden Wassers eintragen. Wenn auch der Verlauf dieser Temperaturkurven schon eine recht gute Übersicht über den Beharrungszustand gewährt, so ist es doch angebracht, auch die Wägung des Kondensats im Mefsgefäfs öfters, also etwa halbstündlich, vorzunehmen. Bei der niemals sehr ausgedehnten Versuchsdauer (welche meist durch die Aufnahmefähigkeit des Mefsgefäfses auf der Wage) beschränkt ist, erscheint eine graphische Verzeichnung dieser Werte nicht angebracht.

Aus den der Fig. 204 entnommenen oder auch genügend genau als arithmetisches Mittel der Beobachtungsdaten berechneten Mitteltemperaturen berechnet sich nunmehr leicht die Leistung. Ist die der Kondensationstemperatur t_1 entsprechende Gesamtwärme des Dampfes λ, t_0 die Mitteltemperatur des austretenden Wassers, so hat man bei einem stündlichen Niederschlag von G kg desselben eine Nettokälteleistung von

$$Q = G\,(\lambda - t_0), \quad \ldots \ldots \quad (4$$

an der keinerlei Korrekturen anzubringen sind. Will man dazu noch die Bruttoleistung ermitteln, so kann man dies einfach durch nachträgliche Anstellung eines Erwärmungsversuches, wenn nicht die Differenz der Kondensatorleistung und des Äquivalentes der Kompressorarbeit hierüber hinreichenden Aufschlufs gewährt.

Beträgt zum Beispiel die dem mittleren Manometerstande von 3 kg/qm Überdruck entsprechende Temperatur $t_1 = 143^0$, so ist die Gesamtwärme des Dampfes nach der Zeunerschen Tabelle $\lambda = 650$ Cal. Bei einer stündlichen Kondensation von $G = 92$ kg Wasser, dessen mittlere Austrittstemperatur hinter

der Spirale zu $t_0 = 14{,}5^0$ festgestellt wurde, hätte man eine Nettokälteleistung von stündlich

$$Q = 92\,(650 - 14{,}5) = 58\,466 \text{ Cal.}$$

Ich bin der Überzeugung, dafs dieses schöne Verfahren, welches allerdings eine gute Vorbereitung und Einübung der beteiligten Personen voraussetzt, dann aber sehr bequem und in kurzer Zeit mit grofser Zuverlässigkeit durchführbar ist, in der Kältetechnik noch eine grofse Zukunft hat.

44. Die kalorimetrische Untersuchung im Beharrungszustande, welche erfahrungsgemäfs die zuverlässigsten Resultate ergibt, setzt streng genommen voraus, dafs die Temperaturen aller einzelnen Beobachtungsstellen während der ganzen Versuchsdauer keine Veränderung erleiden, d. h. aber, dafs die in jedem Zeitintervalle der Kühlmaschine zugeführte Wärme, vermehrt um das Äquivalent der gleichzeitig geleisteten Kompressorarbeit, mit der im gleichen Intervalle abgegebenen Wärme genau übereinstimmt. Da nun der Kompressor vermöge des hin- und hergehenden Kolbens nicht gleichförmig, sondern periodisch arbeitet, so kann als kleinstes Zeitintervall naturgemäfs nur die Umdrehungsdauer desselben in Frage kommen. Die obige Forderung kann demnach auch so ausgesprochen werden, dafs sämtliche Beobachtungsstellen nach Vollziehung einer Kompressorumdrehung wieder die ursprünglichen Temperaturen anzunehmen haben. Infolge der ausgleichenden Wirkung der in der Maschine befindlichen grofsen Massen, vor allem der die Wärme aufnehmenden Körper (Salzlösung und Kühlwasser) fallen nun die Temperaturschwankungen während einer Umdrehungsperiode des Kompressors stets so gering aus, dafs sie nur mit äufserst empfindlichen Thermometern nachweisbar

sind und praktisch aufser acht gelassen werden dürfen. Jedenfalls sind sie stets viel kleiner als die durch ungleichmäfsige Zu- und Abführung der Wärme, welche wenigstens bei Betriebsversuchen niemals ganz vermieden werden kann, hervorgerufenen Schwankungen.

Es ist dies für das in Frage stehende Versuchsverfahren darum von Wichtigkeit, weil man sich beim Beginn und der Beendigung des Versuches nicht mehr darum zu kümmern braucht, dafs der Kompressorkolben, wie es theoretisch erforderlich scheint, sich in genau derselben Lage bezw. demselben Bewegungszustande befindet.

Nachdem somit die Wahl des Anfangs- bezw. Endzeitpunktes für den Versuch freigestellt oder besser durch sonstige Erscheinungen während desselben bedingt ist, hat man nur noch während desselben auf eine möglichste Erhaltung des einmal erreichten Beharrungszustandes zu achten. Das Verfahren selbst erfordert zunächst die genaue Messung der die ganze Kühlanlage in der Zeiteinheit (Stunde) passierenden wärmeaufnehmenden Flüssigkeiten und die Beobachtung über Temperaturen vor und nach der Wärme-Aufnahme. Die Indizierung des Kompressors dient alsdann wesentlich zur Kontrolle bezw. zur Aufstellung der Wärmebilanz. Die wichtigste Feststellung ist naturgemäfs diejenige der Kälteleistung, welche hier — abgesehen von der Luftkühlung — stets in der Salzlösung zu messen ist. Zu diesem Zwecke mufs dieselbe vor allem einen zuverlässigen Mefsapparat passieren, am besten ein mit Ponceletmündungen, d. h. kreisförmigen und scharfrandigen Löchern versehenes Gefäfs, dessen Spiegelhöhe so oft wie möglich

während des Versuches festgestellt wird. Das Mefsgefäfs wird am einfachsten zwischen die sogenannte Soolerückleitung (d. h. für die Zurückführung der aus den Kellern oder Kühlhallen erwärmten Soole dienenden Rohrleitung) und den Verdampfer eingeschaltet, so zwar, dafs es über den letzteren zu stehen kommt. Alsdann fliefst die Soole aus den Ponceletmündungen unmittelbar in den Verdampfer. Um eine gleichmäfsige Spiegelhöhe ungestört von dem Einflusse der eintretenden und austretenden

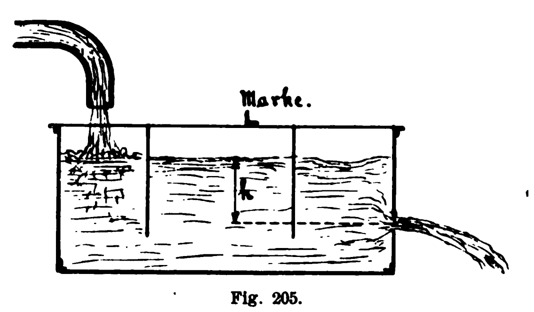


Fig. 205.

Soole zu erhalten, empfiehlt es sich, in das Gefäfs, Fig. 205, zwei Scheidewände, welche nur im unteren Teile eine Kommunikation der drei Abteilungen übrig lassen, einzubauen. In den mittleren Abteilungen werden die Spiegelhöhen gemessen und zwar am einfachsten mit einem gewöhnlichen Mafsstab von einer oben angebrachten Marke aus, deren Höhe über den Mitten der Ponceletmündungen natürlich vor dem Versuch festzustellen ist.

Die in der Münchener Versuchsstation[1]), in welcher das hier besprochene Verfahren für die Messung des Kondenswassers der Dampfmaschinen

---

[1]) Schröter: Untersuchungen an Kältemaschinen verschiedener Systeme II. Bericht 1890.

zur Anwendung kam, eingeführte Bestimmung der Spiegelhöhe durch eine von unten dem Wasserspiegel genäherte Spitze ist natürlich genauer, als die Verwendung eines gewöhnlichen Mafsstabes, da hierbei der Fehler infolge der Kapillarität wegfällt, dürfte aber abgesehen von der ziemlich zeitraubenden genauen Einstellung der Spitze, welche einen Beobachter allein dauernd in Anspruch nimmt, in der Praxis schon an dem Mangel derartiger Vorrichtungen scheitern. Ist man doch oft genötigt, das Mefsgefäfs einfach aus gelötetem Weifsblech kurz vor dem Versuch an Ort und Stelle anfertigen zu lassen, wobei man sich statt sauber bearbeiteter und genau kalibrierter Ponceletmündungen mit einfachen in die Wandung eingeschnittenen Löchern begnügen mufs. Immerhin erhält man auf diese Weise noch ganz befriedigende Resultate, insbesondere, wenn man die Vorsicht gebraucht, die ausfliefsende Menge bei einigen Spiegelhöhen mit einem Chronoskop (welches noch 0,2 Sekunden anzeigt und sich arretieren läfst) direkt zu bestimmen.

Zur Erleichterung dieser Kontrolle hat Prof. E. Brauer[1]) vorgeschlagen, relativ kleine Öffnungen, aber in gröfserer Zahl und kreisförmiger Anordnung mit gleichen Abständen im Boden des cylindrisch ausgebildeten Mefsgefäfses anzubringen, sodafs bei axialem Wasserzutritt (siehe Fig. 206) alle Öffnungen symmetrisch dazu gelegen sind. Durch einen Trichter T, welcher der Bequemlichkeit halber um einen Zapfen drehbar ist, kann man nun die aus einer Öffnung austretende Flüssigkeit abfangen und vermittelst eines Gummischlauches in ein volumetrisch schon vorher

[1]) Zeitschrift d. Ver. D. Ingenieure 1892.

ausgewertetes oder nachträglich zu wiegendes Gefäſs leiten. Die Beobachtung der Füllungszeit, d. h. der zwischen Ein- und Abrücken des Trichters unter die zu prüfende Öffnung verflossene Zeit, wird um so genauer, je kleiner die durch eine Öffnung ausflieſsende Soolemenge ist. Auſserdem wird die Spiegelhöhe h an dem seitlich angebrachten Wasserstandsglase so oft als möglich, jedenfalls aber in



Fig. 206.

gleichen Zeitabständen notiert. Führt man diese Messung für jede Öffnung während des Versuches wenigstens einmal durch, so kennt man für alle die in der Zeiteinheit bei bestimmten Spiegelhöhen durchflieſsende Soolemenge und damit auch die sog. Ausfluſskoëffizienten.

Das vorstehende Verfahren läſst sich naturgemäſs auch zur Bestimmung der den Kondensator passierenden Wassermenge verwenden, nur wird man das Gefäſs hier zweckmäſsig mit dem Wasserabfluſs

des Kondensators verbinden, da für diesen stets hinreichendes Gefälle zur Verfügung steht und alsdann keine unter Druck stehenden Rohrleitungen für den Versuch demontiert werden müssen. Da die Feststellung der Kondensatorleistung bei einigermafsen regelmäfsigem Wasserzutritt ohnehin leichter ist, sowie unter Zuhilfenahme der abgeschätzten Kompressorarbeit einen Schlufs auf die Kälteleistung

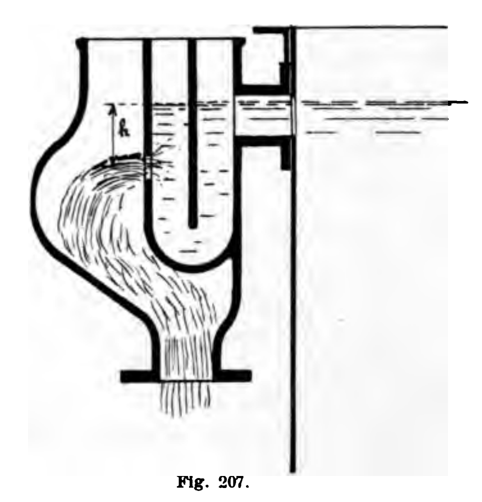


Fig. 207.

wohl zuläfst, so findet man häufig nach dem Vorgange der Gesellschaft für Lindes Eismaschinen derartige Ponceletmündungen unmittelbar mit dem Kondensatorüberlauf (Fig. 207) verbunden. Dieselben können alsdann natürlich nur ziemlich roh ausgeführt sein, lassen sich aber doch mit Vorteil für die Messung der Kondensatorleistung beim praktischen Versuche benutzen, und ersparen so jedenfalls einen Teil der Vorbereitungen.

Bezüglich der Verwendung der Beobachtungsergebnisse begnügt man sich meist damit, der Be-

rechnung der zirkulierenden Menge das arithmetische Mittel h_m der beobachteten Spiegelhöhen sowie für diejenige der Kälteleistung die mittlere Temperaturdifferenz t_m beim Ein- und Austritte des Verdampfers zu Grunde zu legen. Es erscheint nun zweckmäfsig, über die dabei auftretenden Fehler sich vorher Rechenschaft zu geben. Zu diesem Zwecke sei c die spezifische Wärme der Flüssigkeit pro 1 l und φ der Ausflufskoëffizient[1]) der Mündungen, beide Werte können innerhalb der praktisch vorkommenden Intervalle als konstant betrachtet werden. Dann hat man, wenn n die Zahl der Einzelbeobachtungen und F den Gesamtquerschnitt aller Mündungen bedeutet, die Kälteleistung Q bekanntlich aus

$$Q = \frac{\varphi \cdot c \cdot F}{n} \cdot \Sigma \left(t \cdot \sqrt{2gh}\right) \quad . \quad . \quad . \quad (5$$

worin t eine der beobachteten Temperaturdifferenzen und h eine entsprechende Spiegelhöhe ist. Setzen wir jetzt

$$t = t_m + \Delta t \text{ und } h = h_m + \Delta h,$$

so wird

$$Q = \frac{\varphi c \cdot F}{n} \sqrt{2g}\, \Sigma \left(t_m + \Delta t\right) \sqrt{h_m + \Delta h}$$

$$= \frac{\varphi c F}{n} \cdot t_m \sqrt{2g h_m}\, \Sigma \left(1 + \frac{\Delta t}{t_m}\right) \sqrt{1 + \frac{\Delta h}{h_m}}$$

Sind nun die Abweichungen vom Mittelwerte klein, so dürfen wir auch statt dieses Ausdruckes angenähert schreiben

$$Q = \frac{\varphi \cdot c F}{n}\, t_m \sqrt{2g h_m}\, \Sigma \left(1 + \frac{\Delta t}{t_m} + \frac{1}{2} \frac{\Delta h}{h_m}\right), \quad (6$$

---

[1]) Für denselben habe ich durch eigene Beobachtungen in Übereinstimmung mit anderweitigen Ergebnissen an scharf geschnittenen Ponceletmündungen Werte von 0,620—0,635

worin einerseits das Produkt von $\Delta t : t_m$ mit $\Delta h : 2h_m$ und weiter alle höheren Potenzen von $\Delta h : h_m$ vernachlässigt sind. Da aber t_m und h_m arithmetische Mittel darstellen sollten, so ist

$$\Sigma \Delta t = 0 \text{ und } \Sigma \Delta h = 0,$$

mithin reduziert sich der Summenausdruck bei n Beobachtungen auf

$$\Sigma (1) = n$$

und wir haben statt (6)

$$Q = \varphi \cdot cF \cdot t_m \sqrt{2 g h_m} \quad . \quad . \quad . \quad (6a$$

d. h. bei kleinen Abweichungen der Beobachtungsdaten von ihrem Mittelwerte oder, was auf dasselbe hinausläuft, bei einem sehr gleichmäfsigen Beharrungszustande während des Versuches ist die Berechnung der Kälteleistung auf Grund der Mittelwerte zulässig.

Ist man sich über die Zulässigkeit dieses einfacheren Verfahrens nicht vollkommen klar, so bleibt natürlich nichts weiter übrig, als die in Gl. (5) eintretenden Produkte der einzeln beobachteten Temperaturdifferenzen mit den Wurzeln aus den entsprechenden Spiegelhöhen zu bilden und diese schliefslich zu summieren. Dafs es nützlich ist, alle Beobachtungsdaten wieder graphisch aufzutragen, ist nach dem Früheren wohl als selbstverständlich anzusehen. Man erhält dadurch insbesondere eine gute Übersicht über die Einhaltung des Beharrungszustandes.

Um über die Genauigkeit des soeben geschilderten Rechnungsverfahrens eine Übersicht zu ge-

---

gefunden. Die spezifische Wärme der Soole bestimmt man nach Feststellung des spezifischen Gewichtes durch das Aräometer nach der Tab. XVII. S. 191.

winnen, wollen wir dasselbe an einer Beobachtungsreihe prüfen. Es seien in der folgenden Tabelle die beobachteten Höhen h, die daraus berechneten Wurzeln $\sqrt{h}$, die zugehörigen Temperaturdifferenzen t und schliefslich noch die Produkte $t \cdot \sqrt{h}$ eingetragen und die Mittelwerte hinzugefügt.

	h	$\sqrt{h}$	t	$t \cdot \sqrt{h}$
	249 mm	15,78	2,0 °C.	31,59
	221 »	14,87	2,3 »	34,20
	203 »	14,25	2,4 »	34,20
	217 »	14,73	2,3 »	33,88
	240 »	15,49	2,1 »	32,53
	232 »	15,20	2,1 »	31,92
Mittelwert	227 mm	15,05	2,2 °C.	33,05

Berechnet man nun das für die Kälteleistung unter sonst gleichen Umständen mafsgebende Produkt $t_m \sqrt{h_m}$ aus den Mittelwerten der ersten und dritten Spalte, so erhält man mit $\sqrt{h_m} = \sqrt{227} = 15,07$ (statt 15,05 aus der zweiten Spalte)

$$t_m \cdot \sqrt{h_m} = 2,2 \cdot 15,07 = 33,15,$$

während der genauere Wert, wie die letzte Spalte ergibt, 33,05 ist. Der Fehler beträgt aber in unserem Falle, in dem die Einzelbeobachtungen sowohl der Spiegelhöhen h, wie auch der Temperaturdifferenzen t bis zu 10 % von ihren Mittelwerten abweichen, nur etwa 0,3 % und kann somit unbedenklich vernachlässigt werden, da bei allen derartigen praktischen Versuchen die direkten Beobachtungsfehler zweifellos höhere Beträge erreichen. Damit ist wohl die Anwendbarkeit des Rechnungsverfahrens auf Grund der Mittelwerte in ziemlich weiten Grenzen erwiesen.

Angesichts der weiten Verbreitung desselben könnte die vorstehende Prüfung vielleicht als überflüssig erscheinen; indessen ist es immer nützlich, wenn der untersuchende Sachverständige sich in jedem Einzelfalle von der Zulässigkeit der Beobachtungsmethoden, und der Verwendung der Beobachtungsdaten zur Bestimmung des Gesamtresultates wissenschaftlich Rechenschaft abzulegen vermag. Diese Vorsicht wird, wie ich aus Erfahrung weifs, nicht immer geübt und hat dann in der Praxis mitunter recht bedenkliche Folgen. Jedenfalls sollte man, wenn während des Versuches sehr grofse Schwankungen der Spiegelhöhen (also etwa bis zur Hälfte des Mittelwertes) auftreten, was bei ungleichmäfsig fördernden Pumpen gar keine Seltenheit ist und dann auch meist erhebliche Schwankungen der Temperaturdifferenz zur Folge hat, die Berechnung mit Hilfe der Mittelwerte der Einzelbeobachtungen nicht anwenden, sondern die Produkte $t\sqrt{h}$ für jeden Posten bestimmen und erst aus diesen Werten die Kälteleistung ermitteln. Die schon erwähnte Aufzeichnung der Beobachtungsdaten, möglichst gleich während des Versuches, erleichtert die Übersicht dabei ganz aufserordentlich.

Die Verwendung eines Mefsgefäfses mit Ausflufsöffnungen beruht, wie wir gesehen haben, auf der Möglichkeit einer während des Versuches jederzeit durchführbaren Bestimmung der Spiegelhöhe. Diese ist nun bei schäumenden Salzlösungen, wie sie mir hier und da begegnet sind, nicht mehr mit Sicherheit zu erkennen und damit wird, wenn das Mefsgefäfs nicht mit einem seitlichen Wasserstandsglase, dessen Spiegel vom Schaume unberührt bleibt, versehen ist, das ganze Verfahren unbrauch-

bar. In solchen Fällen kann man sich manchmal durch Einführung eines Schwimmers, der über den Schaum herausragt, helfen, nachdem man dessen Tauchtiefe vorher in einem anderen mit derselben Soole (welche, zur Ruhe gekommen, keinen Schaum mehr aufweist) gefüllten Gefäfse bezw. dem Mefsgefäfse selbst bei verschlossenen Mündungen ermittelt hat. Leider wird durch starke Blasenentwickelung der Schwimmer häufig derartig in Bewegung erhalten, dafs eine befriedigende Höhenbestimmung sehr erschwert, wenn nicht unmöglich gemacht wird, so dafs man sich alsdann am besten nach einer ganz anderen Methode umsieht.

Als genauestes und nach jeder Richtung hin einwandfreies Verfahren bietet sich naturgemäfs hier die Wägung der Soole unter Anwendung zweier auf Waagen stehender Gefäfse. Diese müssen jedoch schon bei mittleren Kühlanlagen von so bedeutendem Fassungsvermögen sein, dafs ihre Beschaffung sowie diejenige der Waagen fast immer unmöglich erscheint. Deshalb habe ich mich in allen solchen Fällen dazu entschlossen, die Flüssigkeitsmenge zeitweilig, d. i. etwa alle 20 Minuten, in einem Gefäfse mit möglichst konstantem Querschnitt abzufangen und die Füllungszeit desselben durch ein Chronoskop festzustellen. In Brauereien, wo derartige Versuche am häufigsten vorkommen, sind solche Gefäfse in Gestalt von cylindrischen Hopfenbüchsen von ca. 300 l Inhalt fast stets vorrätig. Nachdem man am Boden des Gefäfses (Fig. 208) einen gewöhnlichen Hahn befestigt hat, welcher zur Entleerung nach vollzogener Messung dient, stellt man dasselbe über dem Verdampfer so auf, dafs die Soolerückleitung sich gerade darüber befindet. In diese wird alsdann ein

Dreiweghahn eingeschaltet, der es gestattet, die Soole entweder in den Verdampfer oder in das Gefäfs treten zu lassen. Die Messung selbst erfordert einen mit Chronoskop ausgerüsteten Beobachter und einen Arbeiter zum Öffnen und Schliefsen des Dreiweghahnes. Dieses erfolgt auf Kommando des Beobachters, welcher gleichzeitig das Chronoskop ein- und ausrückt. Während der Füllung kann

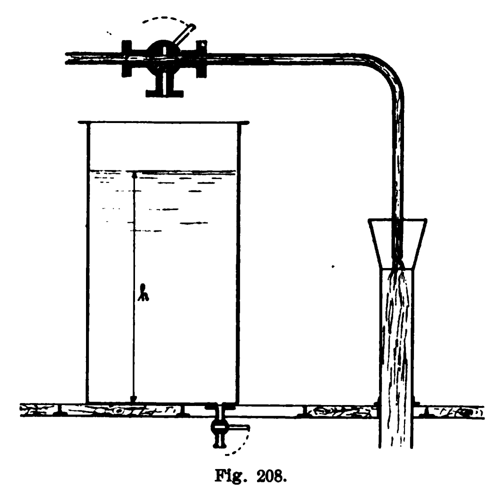


Fig. 208.

dann auch die Messung der Temperatur der eintretenden Soole erfolgen, während diejenige der Austrittstemperatur am besten unmittelbar vor der Messung vorgenommen wird. Der Grund hierfür liegt in der, wenn auch geringfügigen Störung des Beharrungszustandes des Verdampfers, welchem während der Füllung durch die Pumpe kontinuierlich Flüssigkeit entzogen wird. Da kein Zuflufs stattfindet, so mufs die Abflufstemperatur während dessen eine kleine Senkung erfahren, welche die Kälteleistung höher erscheinen läfst als sie in Wirk-

lichkeit ist. Durch Ablesung dieser Temperatur vor der Flüssigkeitsmessung wird dieser Fehler vermieden. Nachdem das Gefäſs gefüllt ist und der Schaum sich verzogen hat, bietet die Ermittelung der Spiegelhöhe keine Schwierigkeiten mehr. Kennt man durch vorherige oder nachträgliche Wägung des Gefäſses mit und ohne Inhalt sein Fassungsvermögen, etwa bei der mittleren Spiegelhöhe, so ergibt sich aus den Einzelwerten der Höhe h, dem Querschnitt F und der beobachteten Zeit τ das Volumen in der Zeiteinheit zu

$$V = F \cdot \frac{h}{\tau} \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \quad (7$$

oder, wenn wir wieder unter Einführung der mittleren Beobachtungswerte h_m und τ_m

$$h = h_m + \Delta h, \; \tau = \tau_m + \Delta\tau$$

setzen, angenähert bei kleinen Abweichungen Δh und $\Delta\tau$

$$V = F \cdot \frac{h_m}{\tau_m} \cdot \frac{1 + \frac{\Delta h}{h_m}}{1 + \frac{\Delta\tau}{\tau_m}} = F \, \frac{h_m}{\tau_m}\left(1 + \frac{\Delta h}{h_m} - \frac{\Delta\tau}{\tau_m}\right) \quad . \quad (8$$

Sind unter h_m und τ_m die arithmetischen Mittel verstanden, so verschwinden beim Summieren aller Beobachtungen die Werte $\Sigma\Delta h$ und $\Sigma\Delta\tau$, und es bleibt

$$V = F \cdot \frac{h_m}{\tau_m} \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \quad (8a$$

d. h. die zirkulierende Flüssigkeit kann bei kleinen Abweichungen der Füllungshöhe und Füllungszeit des Meſsgefäſses von ihren Mittelwerten lediglich aus diesen bestimmt werden. Daſs man auch für die Temperaturdifferenz sich mit dem Mittelwert begnügen

wird, ist hier um so eher begründet, als deren Messung ja, wie wir schon sahen, zeitlich nicht genau mit derjenigen der Flüssigkeitsmenge zusammenfallen darf. Bezeichnet mithin wieder c die specifische Wärme der Lösung pro 1 l, t_m die mittlere Temperaturdifferenz in Grad Celsius, ist ferner F in Quadratdezimeter, h_m in Dezimeter und τ_m in Sekunden gegeben, so folgt für die stündliche Kälteleistung

$$Q = 3600 \cdot F \cdot \frac{h_m \cdot t_m}{\tau_m} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (9$$

ohne dafs es notwendig ist, irgend einen Koëffizienten einzuführen. Zur Beurteilung der Genauigkeit der eben erläuterten Berechnung der zirkulierenden Soolemenge mit Hilfe der Mittelwerte möge die nachstehende Tabelle dienen. In derselben gibt die erste Spalte die beobachteten Höhen des Soolespiegels im Mefsgefäfse in Dezimeter, die zweite die Füllungszeit in Sekunden wieder, während die dritte Spalte die Quotienten beider Werte enthält, welche reichlich auf eine sehr konstante Pumpenleistung schliefsen lassen.

h	τ	$h : \tau$
7,38 dm	24,2 Sek.	0,3050
7,22 »	23,6 »	0,3059
7,10 »	23,2 »	0,3060
7,51 »	24,4 »	0,3078
7,45 »	24,4 »	0,3053
7,26 »	23,8 »	0,3050
Mittelwert 7,32 dm	23,9 Sek.	0,3058

Berechnet man den Quotienten $h_m : \tau_m$, so ergibt sich 0,3063 gegenüber dem exakteren 0,3058,

d. h. ein Unterschied von 0,17 %, welcher keinesfalls in Betracht gezogen werden kann. Der Beobachter hat es übrigens in der Hand, bei einigermafsen gleichbleibender Pumpenleistung durch Abgabe des Kommandos für den Hahnschlufs nach Ablauf einer bestimmten Zeit die Abweichungen der Einzeldaten von ihrem Mittelwerte ziemlich klein zu halten. Dann aber ergibt dieses, einem Notbehelfe entsprungene Verfahren recht befriedigende Resultate.

Eine ähnliche Methode empfiehlt sich übrigens häufig zur Ermittelung der Kondensatorleistung, wenn die Anwendung von Ponceletmündungen aus irgend einem Grunde nicht zulässig erscheint. Man ermittelt dann in einem Bassin, welches das Kühlwasser vor seinem Übertritt in den Kondensator passiert, einfach nach Absperrung des Zuflusses die Spiegelsenkung innerhalb einer gewissen Zeit und erhält so einen brauchbaren Mittelwert. Ist kein Bassin vorhanden, so kann man sich oft dadurch helfen, dafs man das Kühlwasser zunächst einem hochstehenden Reservoire, z. B. einem Süfswasserkühler zuführt und in diesem, nach Absperrung des Zuflusses oder Ableitung desselben in ein anderes Reservoir, die Messung durchführt. Mit zwei derartigen, thunlichst gleich hochstehenden Reservoiren läfst sich sogar eine fortlaufende Messung der ganzen Kühlwassermenge durchführen. Dieses Verfahren erfordert neben der genauen Kenntnis des Querschnittes der Reservoire eine sorgfältige Regulierung des Einlafsorgans am Kondensator mit Rücksicht auf die veränderliche Druckhöhe in den Reservoiren.

Zeigt sich bei einem Vorversuch, dafs infolge zu grofser Maschinenleistung gegenüber den

Wärmequellen ein Beharrungszustand nicht erreichbar, bezw. nicht aufrechtzuerhalten ist, so wird man versuchen, den Überschufs der Kälteleistung durch Einschalten einer neuen Wärmequelle auszugleichen. Hierzu bieten sich verschiedene Mittel dar, von denen als das einfachste die Verlegung einer Heizschlange, welche mit warmem Wasser oder Dampf gespeist werden kann, direkt in das Mefsgefäfs Fig. 206 erscheint. Aus der Menge und Temperaturdifferenz des zu- und abfliefsenden Wassers bezw. des Dampfes unter Berücksichtigung der latenten Wärme des letzteren ergibt sich alsdann der im Beharrungszustande vorhandene Kälteüberschufs, wenn auf dessen Ermittelung überhaupt Wert gelegt wird. Ist keine brauchbare, d. h. hinreichend feste und dichte Heizschlange vorhanden, so kann man sich auch, wenigstens bei sehr grofser, in den Leitungen und dem Verdampfer befindlicher Soolemenge, durch direktes Einleiten von Dampf in das Mefsgefäfs helfen. Da durch die Kondensation von 1 kg Wasserdampf mehr als 600 Cal. frei werden, so genügt meist die Einführung einer so geringen Menge, dafs hierdurch die spezifische Wärme der gesamten zirkulierenden Soole keine bemerkbare Änderung erfährt. Davon kann man sich übrigens leicht durch Bestimmung des spezifischen Gewichtes, welches eng mit der spezifischen Wärme zusammenhängt, vor und nach dem Versuche überzeugen. Hat man den Dampf, dessen Eintritt in die Soole selbstverständlich mittels eines Drosselventils unter Beobachtung der Temperaturen genau geregelt werden mufs, etwa dem mittleren Raume des Mefsgefäfses Fig. 206 zugeführt, so kann man durch gleichzeitige Beobachtung der Tempera-

turen der Soole beim Ein- und Austritt aus dem Gefäſse die zugeführte Wärmemenge bestimmen. Der Dampfverbrauch selbst läſst sich allerdings nur angenähert angeben, da der Wassergehalt beim Eintritt in die Soole nicht als bekannt vorausgesetzt werden kann. Ein Abblasen des Leitungswassers wie beim Preſslschen Verfahren, lohnt sich hier nicht.

Sachregister.

D.

E.

F.

T.

U.

V.

W.

Z.















